VISIT…

LANZAROTE
Caliente.COM

И.А.Райзман

ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ И КОМПРЕССОРЫ

Казань
1995

Р 18
УДК 621.516

И.А.Райзман

Р 18 Жидкостнокольцевые вакуумные насосы и компрессоры. - Казань: 1995. 258с. ISBN 5-230-06964-3
Ил. 175. Табл. 62. Библ. 113.

В книге изложены теория и методы расчета жидкостнокольцевых вакуумных насосов и компрессоров, а также приведены теоретические и экспериментальные материалы, необходимые для их проектирования. Представлены данные по жидкостнокольцевым машинам, выпускаемым зарубежными фирмами и отечественными заводами. Исследованы закономерности движения рабочей жидкости в жидкостном кольце машины, влияние различных конструктивных параметров на основные параметры машин. Рассмотрены агрегаты из жидкостнокольцевых вакуумных насосов и предвключенных воздушных эжекторов и приведена методика оптимизации эжекторов для конкретных условий работы.

Книга предназначена для инженерно-технических работников и научных сотрудников, работающих в области компрессоростроения и вакуумной техники, а также может быть рекомендована студентам вузов соответствующих специальностей.

ISBN 5-230-06964-3

© Казанский государственный технологический университет, 1995

ПРЕДИСЛОВИЕ

Жидкостнокольцевые машины (ЖКМ) являются особым классом объемных машин прямого сжатия. Они получили широкое распространение как вакуумные насосы и компрессоры.

В технической литературе практически отсутствуют работы по исследованию жидкостнокольцевых машин. Единственная работа, полностью им посвященная, написана В.И.Тетюрюковым [75] и издана в 1959 г. Затем в 1964 г. их исследованию посвящен раздел в коллективном труде [18], написанный В.А.Румянцевым, и, наконец, в 1992 г. также небольшой раздел в коллективном труде [9], написанный И.В.Автономовой.

По нашему мнению, отсутствие работ по этому классу машин объясняется несколькими причинами.

1. Рабочий процесс в жидкостнокольцевых машинах значительно сложнее по сравнению с другими компрессорными машинами. В них существуют одновременно два рабочих тела в различных агрегатных состояниях и каждое из них подчиняется своим закономерностям. В отличие от центробежных и осевых компрессоров и насосов движение жидкости в жидкостнокольцевых машинах существенно нестационарно, так как в течение одного цикла работы жидкость совершает возвратно-поступательное движение относительно рабочих лопаток рабочего колеса. Часть жидкости, заполняющая рабочее колесо, находится под силовым воздействием лопаток, тогда как другая, вышедшая из него, движется свободно. Между этими частями происходит постоянный обмен жидкостью. По границе раздела между рабочими телами происходят интенсивные процессы тепло- и массообмена. Часть жидкости непрерывно заменяется для отвода тепла.

Попытки различных авторов использовать для исследования ЖКМ имеющийся опыт по другим классам насосов и компрессоров без соответствующего его критического анализа, как правило, заканчивались неудачей.

До сих пор отсутствуют методы расчета характеристик ЖКМ, т.е. определения их производительности и мощности в зависимости от степени повышения давления, причем, если имеются методики по определению производительности в расчетной точке, то потребная мощность определяется заданием КПД по аналогии.

2. Исследование ЖКМ требует универсальной теоретической подготовки из-за сложности происходящих в них процессов. Рабочие модели этих процессов должны быть существенно иными по сравнению с другими типами компрессоров и насосов.

Отсутствие теоретических исследований рабочего процесса в жидкостнокольцевых машинах приводит к необходимости экспе-

риментальных исследований влияния тех или иных факторов на рабочий процесс и характеристики ЖКМ. Все эти исследования носят частный характер.

Нами сделана попытка создания гидродинамической теории движения жидкости в жидкостнокольцевой машине, что дает возможность производить расчеты параметров машины при любых соотношениях давлений на входе и выходе машины и определять давление в любой точке жидкости, форму поверхности раздела между жидкостью и газом, а также силы, действующие на отдельные элементы конструкции. Предложен механизм ухода жидкости из машины, что позволило определить влияние количества подводимой жидкости на рабочий процесс в машине и ее параметры. Для теоретического исследования влияния на них температуры рабочей жидкости, а также термодинамических свойств рабочей жидкости и откачиваемых газов использованы законы термодинамики переменной массы.

Нами проведен большой объем экспериментальных исследований рабочего процесса жидкостнокольцевых машин и влияния на него различных конструктивных параметров с целью получения их оптимальных соотношений, разработаны необходимые для проведения прочностных расчетов методы определения сил, действующих на конструктивные элементы машины.

С целью снижения давления, создаваемого жидкостнокольцевыми вакуумными насосами, перед ними устанавливаются предвключенные воздушные эжекторы, которые впервые стали применяться фирмой "Siemens". Нами предложено новое понятие оптимального предвключенного эжектора, отличающееся от общепринятых понятий оптимальности этих аппаратов. Проведенная оптимизация позволила увеличить производительность предвключенных эжекторов в 1,5-2 раза по сравнению с имеющимися и расширить диапазон работы жидкостнокольцевых вакуумных насосов до 1 мм рт.ст.

Автором рассчитаны все водокольцевые машины, выпускаемые Сумским машиностроительным научно-производственным объединением им. М.В.Фрунзе. Под его руководством созданы отраслевые стандарты на эти машины.

В данной работе в основном излагаются результаты исследований, проведенных автором, и результаты, полученные им самим и совместно с учениками Э.Б.Мацем, А.И.Лукьяновой, В.И.Галичем и А.И.Рудаковым, а также с сотрудниками Л.Г.Рейцманом, А.С.Данилиным, В.А.Пироговым. Разделы 2.5.4 и 2.5.6 написаны совместно с Э.Б.Мацем, разделы 5.6 и 5.7 - совместно с А.И.Райзманом. В подготовке рукописи к изданию принимали участие Е.С.Воробьев и М.З.Толстая.

Всем им автор выражает свою признательность.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Геометрические величины

a	-	толщина слоя жидкости в среднем сечении ячейки рабочего колеса, ширина отвода, м;
b	-	ширина рабочего колеса, высота отвода, ширина межлопаточного канала, м;
D	-	диаметр, м;
$D_г$	-	гидравлический диаметр, м;
e	-	эксцентриситет, м;
F	-	площадь, м^2;
F^{ok}	-	площадь окна, сообщающегося с ячейкой рабочего колеса, м^2;
h	-	высота слоя жидкости, м;
L	-	определяющий геометрический размер;
Q	-	количество жидкости, газа, м^3;
R	-	радиус в неподвижной системе координат с центром на оси корпуса, м;
r	-	радиус ; радиус в подвижной системе координат с центром на оси рабочего колеса, м;
r_1	-	радиус рабочего колеса, м;
r_2	-	радиус втулки рабочего колеса, м;
s	-	расстояние между жидкостным кольцом и втулкой, м;
V	-	объем, объем единичного сектора, м^3;
$V^ж$	-	объем жидкости в секторе, м^3;
z	-	число лопаток рабочего колеса;
α	-	угловая координата в неподвижной системе координат с центром на оси рабочего колеса;
$\beta_л$	-	угол между касательными к средней линии лопатки и произвольной окружностью с центром на оси рабочего колеса;
$\beta_{л2}$	-	угол между касательными к средней линии лопатки и окружностью на поверхности рабочего колеса;
$\gamma_{вт}$	-	угол наклона образующей втулки рабочего колеса;
δ	-	расстояние между рабочим колесом и корпусом вдоль радиуса рабочего колеса; толщина; величина зазора, м;
Δ	-	шероховатость, м;
η	-	угол между векторами, проведенными из цент-

ров рабочего колеса и корпуса;

θ - угловая координата в неподвижной системе координат с центром на оси корпуса;

φ - угловая координата в подвижной системе координат с центром на оси рабочего колеса;

φ' - угловая координата средней линии ячейки в подвижной системе координат.

Кинематические величины

C - абсолютная скорость жидкости, м/с;

C_∞ - скорость в ядре потока, м/с;

g - ускорение силы тяжести, м/с^2;

n - частота вращения, об/мин;

U - переносная скорость, м/с;

U_2 - окружная скорость рабочего колеса, м/с;

υ - относительная скорость, м/с;

ω - угловая скорость, 1/с.

Термо-, газо- и гидродинамические величины

a - температуропроводность;

$Б$ - барометрическое давление, Па;

B - вакуум, Па;

C - теплоемкость, Дж/кг °С;

C_p, C_v - теплоемкость при постоянном давлении, при постоянном объеме, Дж/кг °С;

E - механическая энергия, Дж;

G - масса, кг; массовая производительность, кг/с;

G' - секундный расход газа, перетекающего в ячейку через торцевые зазоры по лопаткам из соседних секторов, кг/с;

G'' - секундный расход газа, перетекающего в ячейку через торцевые зазоры между втулкой рабочего колеса и корпусом, кг/с;

G^{ok} - секундный расход газа, перетекающего в ячейку через окна, кг/с;

ΔG - изменение количества газа в ячейке, кг/с;

h_w - гидравлические потери, м;

i - энтальпия, Дж/кг;

M - масса, кг;

N - мощность, кВт;

P - сила, Н;

p - давление, Па;

$p_{нп}$ - давление насыщенного пара рабочей жидкости, Па;

Q - объемная производительность, м^3/с, м^3/мин; количество теплоты, Дж;

T - температура, К;

t - время, с;

γ - удельный вес, Н/м^3;

ν - кинематический коэффициент вязкости, м^2/с;

π - степень повышения давления;

ρ - плотность жидкости, газа, кг/м^3.

Коэффициенты и относительные величины

Ar - критерий Архимеда;

Gu - критерий Гухмана;

k - показатель изоэнтропы;

Nu - критерий Нуссельта;

n - показатель политропы, коэффициент эжекции;

Pr - критерий Прандтля;

$q(\lambda)$ - газодинамическая функция расхода;

R - газовая постоянная, Дж/кг·°С;

Re - критерий Рейнольдса;

α - коэффициент теплоотдачи; поправочный коэффициент поля скоростей; отношение площадей эжектора;

β - относительная толщина слоя жидкости в среднем сечении ячейки; коэффициент объемного расширения;

ξ - коэффициент гидравлических потерь;

η - коэффициент полезного действия;

$\eta_{об}$ - объемный КПД;

$\eta_{из}$ - изотермический КПД;

θ - отношение температур $T2^*/T1^*$ в эжекторе;

λ - гидравлический коэффициент потерь на трение; приведенная скорость; коэффициент теплопроводности; коэффициент расхода;

μ - коэффициент загромождения межлопаточного канала рабочего колеса лопатками;

ν - отношение радиусов r_1/r_2; коэффициент восстановления полного давления;

ψ - коэффициент учета конечного числа лопаток.

Экономические показатели

C - стоимость сжатия единицы объема газа, руб./м^3;
$к_1$ - стоимость электроэнергии, руб./кВт·ч;
$к_2$ - стоимость воды, руб./м^3;
$T_{уст}$ - стоимость установки, руб.

Индексы, сокращенные обозначения

Верхние:

г - относится к параметрам газа;
ж - относится к параметрам жидкости;
кр - относится к параметрам на корпусе;
к - относится к параметрам в канале между лопатками;
ок - относится к параметрам окон;
пр - относится к параметрам в безлопаточном пространстве;
ср - относится к параметрам , усредненным по высоте канала к среднему сечению ячейки;
* - относится к параметрам торможения;
' - относится к параметрам в сечении безлопаточного пространства, предшествующем данному;
z - относится к порядковому номеру сектора.

Нижние:

б - относится к параметрам бандажных колец рабочего колеса;
в - относится к параметрам внутренней поверхности жидкостного кольца;
вс - относится к параметрам всасывания;
вт - относится к параметрам втулки рабочего колеса;
вх,вых - относится к параметрам входящей в объем (выходящей из объема) жидкости;
д - относится к параметрам диска рабочего колеса;
заз - относится к параметрам в зазорах;
к,кр - относится к параметрам на корпусе;
кон - относится к параметрам конденсирующихся паров;
л - относится к параметрам лопатки рабочего колеса ;
м - относится к местным потерям;
мп - относится к параметрам "мертвого пространства";
н - относится к параметрам нагнетания;
п - относится к параметрам паров рабочей жидкости;
пер - относится к параметрам перетекающего по зазорам газа;
р - относится к параметрам рабочего колеса;
см - относится к параметрам смеси газов;
ст - относится к статическим параметрам;
тр - относится к параметрам гидравлических потерь;
цб - относится к центробежным силам;
я - относится к параметрам ячейки рабочего колеса;
α - относится к тангенциальным составляющим скорости в неподвижной системе координат;
φ - относится к тангенциальным составляющим скорости в подвижной системе координат;
i - относится к параметрам текущего сечения;
$i\text{-}1; i+1$ - относится к параметрам предшествующего и последующего сечений;
j - относится к параметрам рассматриваемой линии тока;
r - относится к радиальным составляющим скорости.

Сокращения:

ЖКМ - жидкостнокольцевая машина;
ЖВН - жидкостнокольцевой вакуумный насос;
ЖК - жидкостнокольцевой компрессор;
ПЭ - предвключенный эжектор.

Глава первая.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИНАХ

1.1. Принцип работы жидкостнокольцевых машин. Их достоинства и недостатки

Жидкостнокольцевые машины (ЖКМ) часто называют водокольцевыми, так как в качестве рабочей жидкости в них преимущественно применяется вода, а иногда - машинами с жидкостным поршнем [75]. В справочнике [9] они именуются жидкостно-кольцевыми (через дефис). Однако грамматический анализ показывает, что правильное написание этого наименования - без дефиса. Аналогично в русском языке пишутся слова железнодорожный, машиностроительный и т.п. И в дальнейшем мы используем слитное написание этого слова.

На рис.1.1 представлена схема ЖКМ. Эксцентрично расположенный ротор с радиальными лопатками (рабочее колесо) вращается в цилиндрическом корпусе, который частично заполнен жидкостью. Лопатки рабочего колеса при вращении захватывают жидкость и отбрасывают ее к корпусу. В результате этого внутри корпуса образуется вращающееся кольцо жидкости, которое и дало название данному типу машин.

Между втулкой рабочего колеса и кольцом жидкости возникает серпообразное пространство, являющееся рабочей полостью машины. Это пространство разделяется лопатками рабочего колеса на отдельные ячейки переменного объема. При увеличении объема ячейки происходит процесс всасывания, а при уменьшении - процесс сжатия и нагнетания. В приведенной схеме всасывающие и нагнетательные окна расположены в торцевых крышках. Процесс сжатия в ЖКМ сопровождается интенсивным отводом тепла от сжимаемого газа к жидкости. Температура сжимаемого газа при выходе из ЖКМ мало отличается от температуры на входе, а рабочая жидкость нагревается, поэтому ее необходимо постоянно заменять. Рабочая жидкость подается либо во всасывающий патрубок, либо через гидравлическое уплотнение вала рабочего колеса в рабочую полость машины, а уходит через нагнетательные окна вместе со сжатым газом.

Основное достоинство ЖКМ - простота работы. Насос состоит из небольшого количества деталей - корпуса, рабочего колеса и двух торцевых крышек (рис.1.2). В насосе имеется только одна движущаяся деталь - вращающееся рабочее колесо. Между

рабочим колесом и корпусом машины, а также торцевыми крышками есть гарантированный зазор, а поскольку в машине нет трущихся деталей, отсутствует вызываемый этим износ. В машине нет клапанов, шестеренчатых передач и т.п. деталей, что также обеспечивает высокую надежность работы. Машина не имеет маслонасосов и специальных систем смазки, все зазоры между рабочим колесом и корпусомуплотняются рабочей жидкостью, которая смазывает также сальники уплотнения вала ротора. В консистентной смазке нуждаются только подшипники ротора.

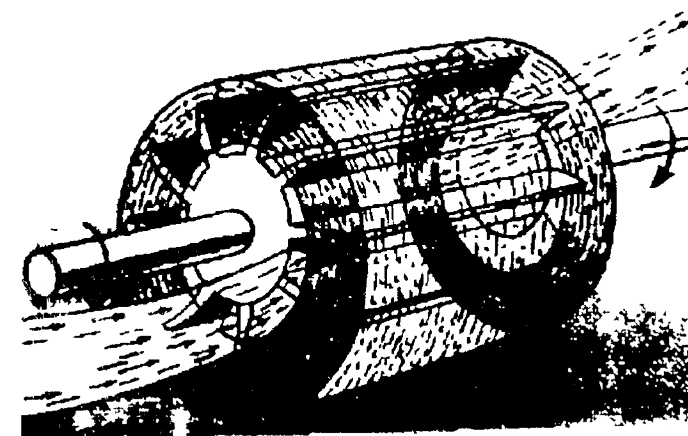


Рис.1.1. Схема работы жидкостнокольцевых машин простого действия с осевым подводом и отводом газа

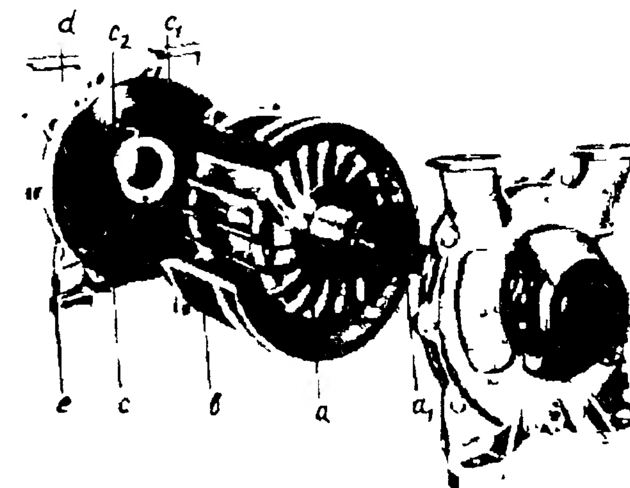


Рис.1.2. ЖВН фирмы "Siemens":

a-рабочее колесо; b-корпус; c-торцевые стенки (лобовины); c_1-всасывающее окно; c_2-нагнетательное окно; d- всасывающий и нагнетательный патрубки

Изготовление деталей машины не требует высокого класса точности, все детали в ней взаимозаменяемы. В случае некоторого износа торцевых поверхностей рабочего колеса в результате многолетней работы, при нали чии в отсасываемом газе пыли, песка и других примесей восстановление необходимых зазоров производится подбором прокладок между корпусом и торцевыми крышками.

Перечисленные особенности предопределяют невысокую стоимость машины и простоту ее обслуживания. Машина может работать в течение длительного времени автономно.

Водокольцевые вакуумные насосы относятся к числу немногих безмасляных форвакуумных насосов. Они не требуют повторной фильтрации газа и не чувствительны к попаданию в них вместе с отсасываемым газом пыли, влаги, песка и других при-

месей. Все это остается в жидкостном кольце, а из машины выходит очищенный газ. В то же время наличие постоянного движения жидкости не дает возможности частицам отлагаться внутри корпуса - они выносятся из машины вместе с уходящей жидкостью.

ЖКМ обеспечивают равномерное отсасывание и подачу сжимаемого газа. Они могут производить отсасывание газа и одновременно подавать его в емкость с давлением, большим атмосферного.

Одним из существенных достоинств ЖКМ является изотермичность процесса сжатия, являющаяся необходимой в целом ряде производств: при сжатии ацетилена, углекислого газа, хлора и других газов. Если в отсасываемых газах имеется большое количество водяных паров, то при соприкосновении с жидкостью они конденсируются в машине, в результате чего растет ее производительность. По мнению специалистов фирмы "Nash", производительность при этом увеличивается в 2,5 раза. Уровень шума у ЖКМ значительно ниже, чем у других аналогичных машин.

Основным недостатком ЖКМ является относительно низкий вакуум. В отечественных водокольцевых вакуумных насосах предельный вакуум при нулевой производительности составляет 90-95% (80-40 мм рт.ст.). В отдельных экземплярах достигается вакуум до 20 мм рт.ст., но это не является стабильным. Двухступенчатые ЖКМ некоторых зарубежных фирм ("Neyrpic", "Bosco") обеспечивают вакуум до 10 мм рт.ст. Но и такое давление в целом ряде случаев является недостаточно низким. Для дальнейшего снижения рабочего давления применяются предвключенные воздушные эжекторы. Их установка позволяет достичь вакуума порядка 5-8 мм рт.ст. При необходимости устанавливаются двухступенчатые предвключенные эжекторы, обеспечивающие вакуум порядка 2-0,5 мм рт.ст.

Другим недостатком ЖКМ (особенно компрессоров) почему-то считают относительно низкий КПД. Теоретическая оценка жидкостнокольцевых машин показала, что для них может быть получен изотермический КПД на уровне 65%, т.е. не ниже, чем у винтовых компрессоров. Разница между теоретически возможным и фактически реализуемым КПД говорит о малой изученности процессов, происходящих в ЖКМ, и о больших резервах увеличения их эффективности.

1.2. Области применения

Жидкостнокольцевые машины широко применяются в различных отраслях народного хозяйства благодаря их конструктивной простоте, безотказности в работе и способности изотермически сжимать газожидкостные смеси без загрязнения их маслом.

Наиболее часто жидкостнокольцевые машины используются в различных технологических процессах химической промышленности. Они применяются как вакуумные насосы для создания разрежения с абсолютным давлением до 3-5 кПа, как компрессоры для сжатия газа до 0,6-0,8 МПа и как химические реакторы для массообменных процессов между сжимаемым газом и рабочей жидкостью [7].

Ниже приведен далеко не полный перечень областей использования ЖКМ в промышленности, сельском хозяйстве и других отраслях народного хозяйства.

В химической промышленности:

Массообмен; растворение и сорбирование вредных газов, жидкостей (фенола и др.); кристаллизационные и дистилляционные установки для производства красителей и азотных удобрений.

Сушильные аппараты в производстве синтетических волокон, полиамидов, аминопластов, полиэтилена, органических растворителей; вакуумная пропитка в производстве трансформаторов, электродвигателей, конденсаторов, кабелей.

Вакуумные фильтры для производства целлюлозы, антибиотиков, обогащения руд.

Сжатие инертных, агрессивных и легковоспламеняющихся газов (гелия, водорода, хлора, кислорода, ацетилена и др.).

В деревообрабатывающей и бумагоделательной промышленности:

Обработка, сушка и переработка древесины; производство целлюлозы, картонов, бумаги.

В металлургии:

Плавка и переплавка металлов, порошковая металлургия.

Сверхчистые вещества, кристаллы для лазеров, сверхпроводники; как источник сжатого воздуха в пневмосистемах.

В машиностроении:

Сварка электронно-лучевая и диффузионная.

В оптике:

Вакуумное алюминирование зеркал, просветление оптики.

В пищевой промышленности:

Длительное хранение и консервирование продуктов - сублимационная сушка; выпаривание при производстве сахара, опрес-

нение воды; ректификация винно-водочных изделий, приготовление солода в пивоварении.

В медицине и фармации:

Установки для проведения хирургических операций; изготовление лекарств, хранение медицинских препаратов.

В научных исследованиях физических процессов:

Ускорители, установки для термоядерного синтеза.

В сельском хозяйстве:

Доильные установки; транспортирование сыпучих материалов (муки, зерна и т.п.).

В производстве стройматериалов:

Дегазация глин и керамики.

Транспортирование сыпучих материалов (цемента и др.).

В криогенной технике:

Для переохлаждения криогенных (низкокипящих) жидкостей.

Как видно из приведенного перечня, область применения ЖКМ очень широка. В ряде производств они являются единственно приемлемым типом машин, например, когда требуется безмасляный вакуум с абсолютным давлением до 10-20 кПа. С применением воздушных эжекторов это значение снижается до 0,1 кПа, что дает возможность применять водокольцевые вакуумные насосы (ВВН) в качестве форвакуумных насосов в системах безмасляной откачки, например, в системе насосов на установке термоядерного синтеза "Токамак-15" [47], на вакуумных печах плавки титана [15] и других металлов.

ЖКМ используются также для отсоса паровоздушной смеси в паротурбинных установках тепловых электростанций вместо водоструйных вакуумных насосов, что позволяет примерно на два порядка уменьшить расход воды, ресурсы которой, как известно, ограничены и год от года растет ее цена.

Для обезгаживания рабочей жидкости при бурении скважин и обеспечения противопожарной безопасности на нефтяных и газовых месторождениях ежегодно требуется несколько тысяч ЖКМ.

Это лишь несколько хозяйственных направлений, где ощущается нужда в более совершенных технологиях при функционировании основного или сопутствующих рабочих процессов, кроме того, имеется тенденция использовать в системах откачки ряда химических производств блок из нескольких водокольцевых насосов меньшей производительности вместо одного насоса большей производительности. Все это ведет к росту потребности в ЖКМ.

1.3. Классификация жидкостнокольцевых машин по конструктивным признакам

Все жидкостнокольцевые машины могут быть разделены на вакуумные насосы (ЖВН) и компрессоры (ЖК). Ни конструктивно, ни по принципу работы они не отличаются друг от друга. Однако между ними имеются и существенные различия:

1. Вакуумные насосы работают в широком диапазоне давлений всасывания. Для отечественных ЖВН расчетным является режим вакуума, указанный в ОСТ 26-12-1113-74 [41]. Компрессор должен рассчитываться на определенную степень сжатия, поэтому расчетные условия ЖВН и ЖК разные. Это определяет различную форму всасывающих и нагнетательных окон, разный оптимальный угол наклона рабочих лопаток, различное оптимальное количество подводимой жидкости и т.д.

2. В ЖВН при любой степени сжатия наибольший перепад давлений не превышает 1 кг/см^2. У ЖК перепад давлений, воздействующий на элементы конструкции, значительно больше, поэтому и прочность узлов компрессора должна быть большей.

3. Увеличение вакуума при постоянной объемной производительности приводит к снижению массовой производительности. Возрастание работы сжатия сопровождается снижением количества сжимаемого газа, в результате чего мощность ЖВН в широком диапазоне работы остается примерно постоянной. У компрессора же масса сжимаемого газа меняется незначительно, и рост степени сжатия приводит к резкому увеличению потребляемой мощности. При одинаковой объемной производительности мощность двигателя у ЖК в 1,5-2 раза больше, чем у ЖВН.

4. Давление на выходе вакуумного насоса не превышает атмосферное, и водоотделитель ЖВН не воспринимает перепада давлений. У ЖК водоотделитель находится под давлением и должен выполняться в соответствии с требованиями Гостехнадзора.

Из сказанного следует, что ЖК могут использоваться как вакуумные насосы. Однако ЖВН использоваться как компрессоры не могут.

Все ЖКМ могут быть подразделены на машины с радиальным и машины с осевым подводом и отводом сжимаемого газа. Схема ЖКМ с осевым подводом и отводом газа показана на рис.1.3, в разобранном виде машина представлена на рис.1.2. В машине с радиальным подводом и отводом газа всасывающие и нагнетательные окна расположены в неподвижных конусах. Схема ЖКМ с радиальным газораспределением показана на рис.1.4 и 1.5, в разобранном виде - на рис.1.6. Хотя принцип работы в обеих схемах заложен один и тот же, между ними имеются существенные различия.

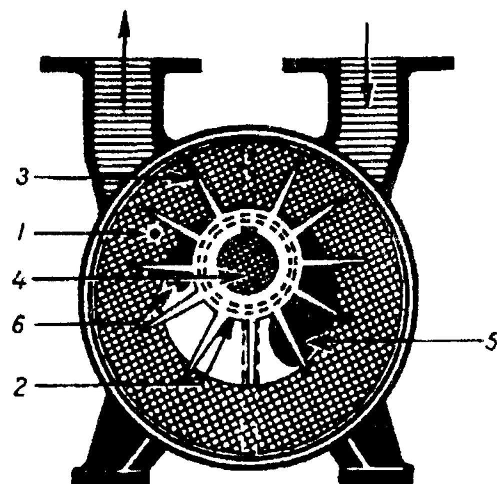


Рис.1.3. ЖВН простого действия с осевым подводом и отводом газа с радиальными лопатками:
1 - жидкостное кольцо; 2 - втулка рабочего колеса; 3 - лопатка рабочего колеса; 4 - вал; 5 всасывающее окно; 6 нагнетательное окно

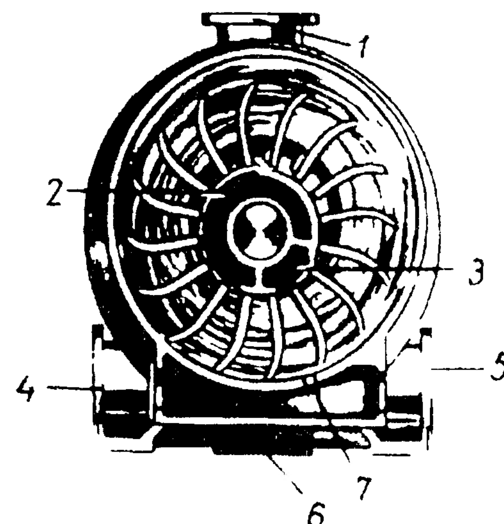


Рис.1.4. ЖВН простого действия с радиальным подводом и отводом газа :
1 всасывающий патрубок; 2 всасывающее окно, 3 - нагнетательное окно; 4,5,6 - фланцы нагнетательного патрубка; 7 - слив воды из корпуса

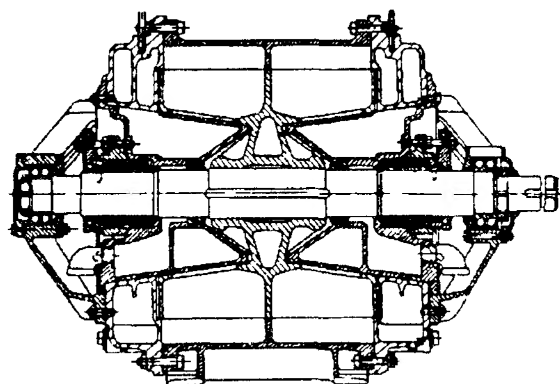


Рис.1.5. Продольный разрез ЖВН двойного действия фирмы "Nash" с радиальным подводом и отводом газа

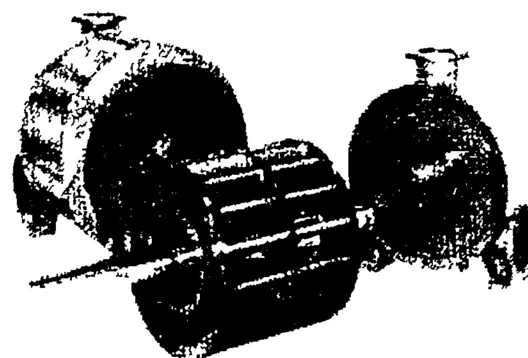


Рис.1.6. ЖВН двойного действия фирмы "Nash" с радиальным подводом и отводом газа

Как уже отмечалось ранее, жидкость в процессе обновления уходит из рабочей полости через нагнетательные окна. В машине с осевым подводом и отводом газа окна располагаются в торцевых стенках-лобовинах. Положение внутренней поверхности жидкостного кольца определяется формой и расположением наружной кромки нагнетательного окна. Чем дальше оно находится от центра корпуса, тем тоньше будет жидкостное кольцо и тем больше объем газа, который перетекает в ячейках рабочего колеса из полости нагнетания в полость всасывания. В этой схеме объем "мертвого пространства" в значительной степени зависит от точности изготовления нагнетательных окон. Незначительные

отклонения в форме и расположении верхней кромки нагнетательных окон приводят к существенному изменению характеристик вакуумного насоса, особенно в области больших степеней повышения давления.

При радиальном подводе и отводе газа нагнетательные окна находятся в неподвижных конусах, расположенных под лопатками внутри рабочего колеса и являющихся как бы его втулкой. При истечении жидкости из рабочей полости жидкостное кольцо перекрывает наружную кромку этих окон. При цилиндрических конусах в такой схеме перетечки газа через "мертвое пространство" вообще отсутствуют.

Если же угол наклона образующей конуса достаточно велик, то жидкость уходит только через верхнюю часть нагнетательного окна, а нижняя часть жидкостью не перекрывается. В этом случае объем "мертвого пространства" меняется незначительно. Поэтому характеристики вакуумного насоса с радиальным подводом и отводом газа являются более устойчивыми по отношению к форме и размерам нагнетательного окна.

В приведенных на рис.1.3 и 1.4 схемах всасывание и нагнетание газа в течение одного оборота вала происходит один раз. По аналогии с поршневыми компрессорами, такие машины могут быть названы жидкостнокольцевыми машинами простого действия.

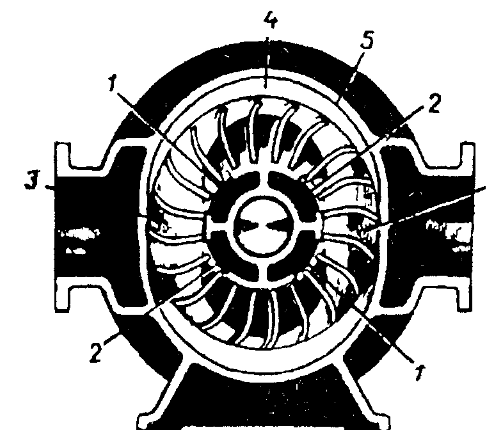


Рис.1.7. Схема ЖВН двойного действия:
1 всасывающие окна; 2-нагнетательные окна, 3,6-сечения полного заполнения ячеек рабочего колеса жидкостью, 4-сечения максимального заполнения ячеек рабочего колеса газом, 5-корпус

Для повышения производительности применяются также машины двойного действия, у которых за один оборот совершаются два цикла всасывания и нагнетания (рис.1.7). Имеются машины двойного действия как с осевым подводом и отводом газа - фирмы "Siemens"(рис.1.8), так и с радиальным подводом и отводом газа - Канского завода бумагоделательного оборудования, фирмы "Nash" и другие. В ЖКМ двойного действия на одном и том же пространстве находится вдвое больше окон и расстояние между окнами меньше. Соответственно снижается сопротивление перетеканию газа через торцевые зазоры из полости нагнетания в полость всасывания. При малых перепадах давления влияние этих перетечек несущественно, но при большой степени повышения давления их влияние на параметры машины резко возрастает. Рабочее колесо ЖКМ

двойного действия имеет примерно вдвое больше лопаток для сохранения неизменным числа ячеек, приходящихся на один полный рабочий цикл. Толщина лопаток выбирается из технологических соображений, и поэтому загромождение рабочего пространства лопатками у ЖКМ двойного действия больше.

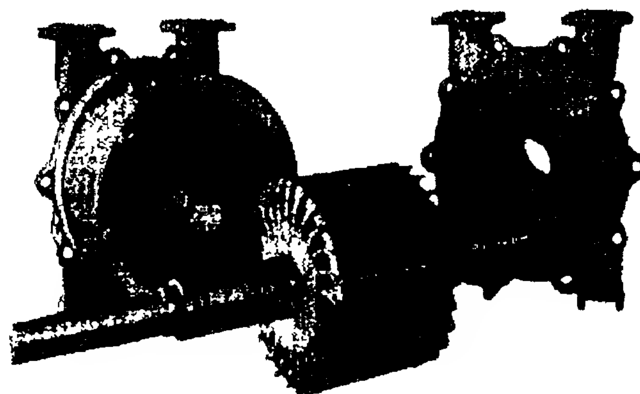


Рис.1.8. ЖВН двойного действия фирмы "Siemens" с осевым подводом и отводом газа :

a - рабочее колесо; a_1 - вал ротора; b - корпус; c - лобовины; c_1 - всасывающие окна; c_2 - нагнетательные окна; d - всасывающие и нагнетающие патрубки

В ЖКМ 25-50% мощности идет на преодоление гидравлических сопротивлений, возникающих при движении жидкости. В машинах двойного действия за счет большей кривизны корпуса гидравлические потери несколько возрастают, но они приходятся на удвоенное число рабочих циклов. Поэтому относительная величина гидравлических потерь у них значительно меньше.

Таким образом, производительность ЖКМ двойного действия возрастает почти вдвое по сравнению с машиной простого действия таких же габаритов. При малой степени повышения давления удельная мощность у этих машин меньше. Они эффективны при вакууме до 50-70%. При большем вакууме производительность падает, а удельная мощность резко возрастает. Предельно достижимый вакуум у этих машин меньше, чем у машин простого действия.

Все рассмотренные до сих пор машины являются одноцилиндровыми. Их отличительная особенность - наличие одного рабочего колеса. Имеются также и двухцилиндровые машины , у которых два рабочих колеса и два цилиндра расположены по обе стороны основного корпуса (рис.1.9). Через корпус, являющийся главной частью машины и крепящийся к фундаменту, производится подвод и отвод сжимаемого газа. Такая компоновка имеет свои достоинства. Она обеспечивает простоту осмотра внутренних частей машины без снятия ее с фундамента и отсоединения трубопроводов.

К двухцилиндровым может быть отнесена также компоновка машины, представленной на рис.1.10, хотя она скорее всего является двухрядной машиной. В ней на одном валу находятся два двусторонних колеса. Центральный корпус является общим для обоих рабочих колес. Двухцилиндровые машины применяются в

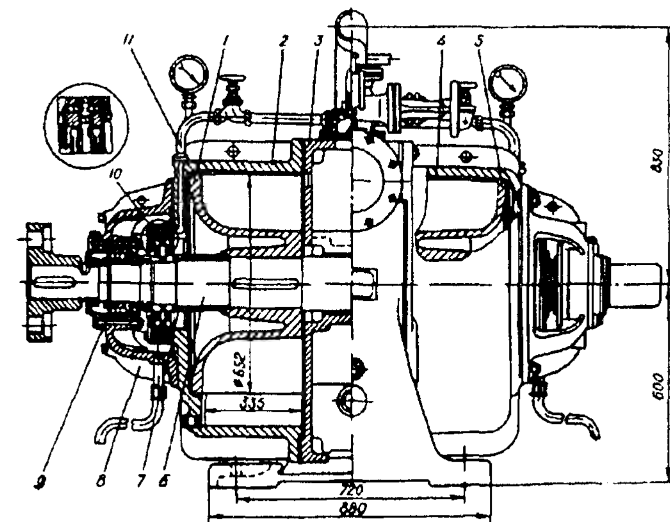


Рис.1.9. Двухцилиндровый ЖВН простого действия Сумского машиностроительного завода им. Фрунзе (ВВН-50) :

1,5 - рабочие колеса; 2,4 - цилиндры; 3 - корпус; 6 - вал ротора; 7 - уплотняющая втулка; 8 - кронштейн; 9 - подшипник; 10 - уплотнение

тех случаях, когда надо получить большую производительность, а изготовление деталей соответствующих размеров представляет большие трудности.

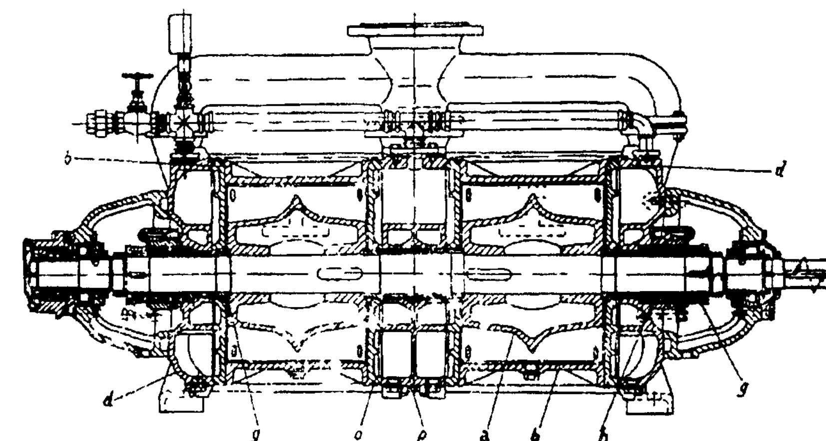


Рис.1.10. Двухцилиндровый ЖВН фирмы "Siemens":

a - рабочее колесо; b - корпус; c - лобовина; d - всасывающий и нагнетающий патрубки; g - уплотняющая втулка; p - промежуточный корпус

Жидкостнокольцевые машины могут быть одно-, двух- и многоступенчатыми. Двухступенчатые ЖКМ (рис. 1.11) применяются для создания больших степеней сжатия. В одноступенчатом ЖВН максимально достижимый вакуум при нулевой

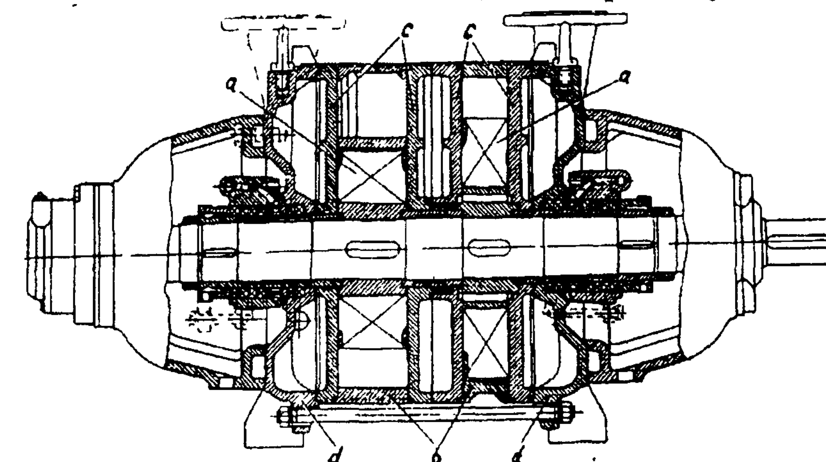


Рис.1.11. Двухступенчатый ЖВН фирмы "Pepvac"

производительности и температуре подводимой воды 15°С состав-

ляет 40-80 мм рт.ст., а в двухступенчатых - 10-15 мм рт.ст.

Двухступенчатая ЖКМ состоит из двух отдельных ступеней. Рабочие колеса обеих ступеней обычно находятся на одном валу и вращаются с одинаковой скоростью. Диаметры рабочих колес могут быть различными (см.рис.1.11), хотя чаще всего они одинаковы. Объемная производительность второй ступени значительно меньше, чем первой. Поэтому ширина рабочего колеса второй ступени обычно уменьшается в два-три раза. Однако у двухступенчатых ЖВН малой производительности могут быть и одинаковые рабочие колеса, что облегчает их изготовление. У таких машин степень сжатия второй ступени намного больше, чем у первой. Двухступенчатый ЖВН может быть получен путем последовательного подключения двух одноступенчатых машин (рис.1.12).

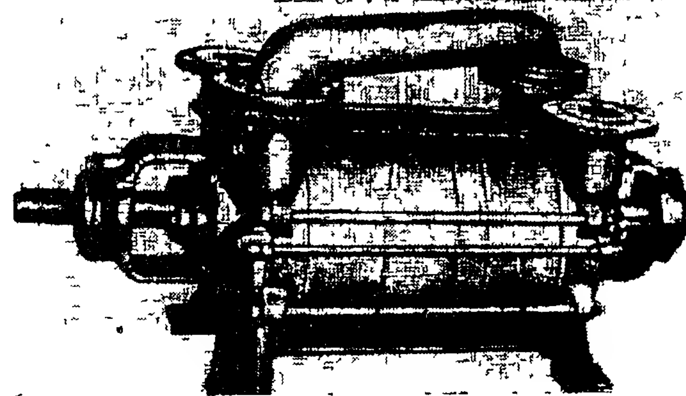


Рис.1.12. Двухступенчатый ЖВН фирмы "Pepvac"

Очень удобной для двухступенчатой машины является двухцилиндровая компоновка. При такой компоновке можно получить либо параллельную работу обоих цилиндров, либо последовательное сжатие (рис.1.13). Многоступенчатая компоновка применяется и в ЖК.

ЖКМ различаются между собой по расположению всасывающих и нагнетательных окон. Для машин малой производительности с осевым газораспределением характерным является односторонний подвод и отвод газа. У них нагнетательные и всасывающие окна расположены в одной лобовине (рис.1.14). Такова конструкция вакуумных насосов ВВН-0,75, ВВН-1,5 и др.

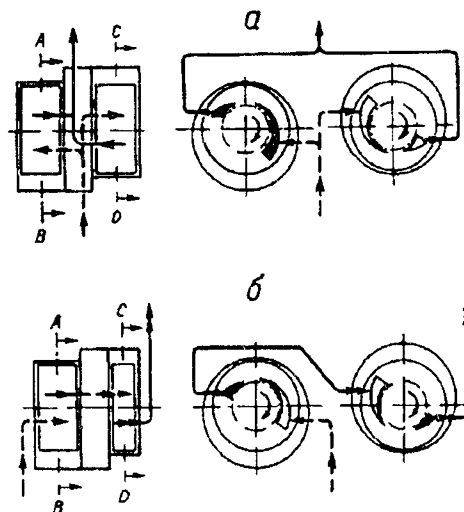


Рис.1.13. Возможные схемы подключения двухцилиндровых ЖВН:

а- параллельное; б- последовательное

У машин средней производительности газ подводится с одной стороны, а отводится - с другой. Это существенно упрощает конструкцию лобовин, так как внутри каждой из них имеется только одна полость (рис.1.15). У машин большой производительности длина рабочего колеса велика и для прохода сжимаемого газа необходимо максимально возможное раскрытие всасывающих и нагнетательных окон. У таких машин всасывающие и нагнетательные окна располагаются на каждой торцевой стенке (см.рис.1.2). Вообще же разграничение между машинами малой, средней и большой производительности по расположению окон не является совершенно определенным. Различные фирмы подходят к решению этого вопроса по-разному, но указанная тенденция имеется.

При радиальном газораспределении машины малой производительности также имеют односторонний подвод и отвод газа. В таких ЖВН только один неподвижный корпус (рис.1.16).

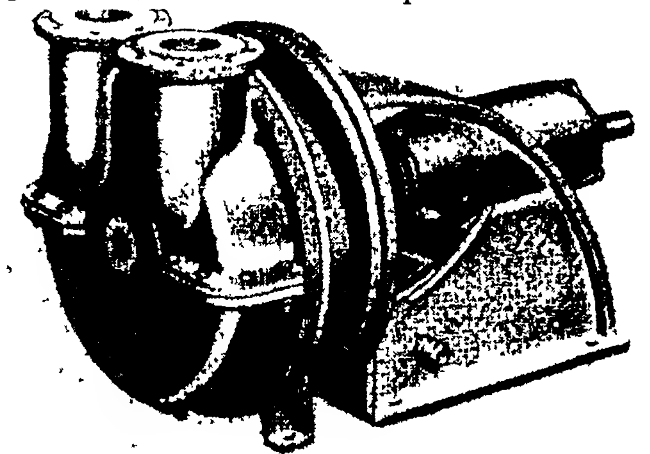


Рис.1.14. Консольный ЖВН малой производительности с односторонним газораспределением фирмы “Friedrichsfeld”

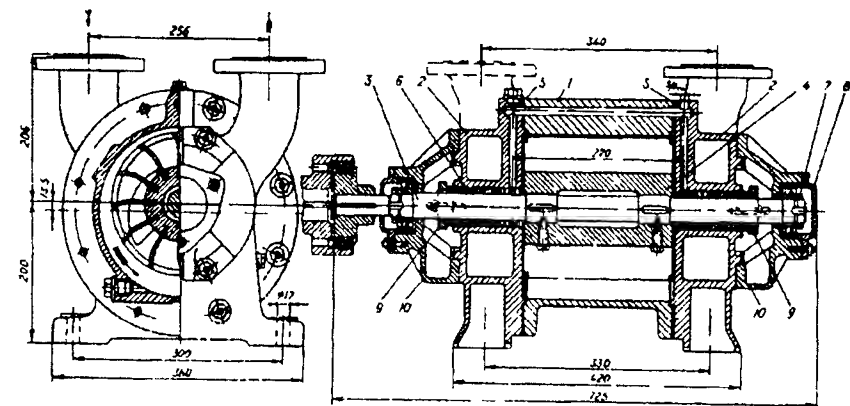


Рис.1.15. ЖВН простого действия (ВВН-3) Бессоновского компрессорного завода с двухсторонним подводом и отводом газа

Рабочее колесо является основной деталью ЖКМ. От его конструкции и отличительных черт в значительной степени зависят характеристики вакуумного насоса и компрессора. Так же, как у центробежных насосов и компрессоров, рабочие колеса ЖВН могут быть открытыми, полуоткрытыми и закрытыми.

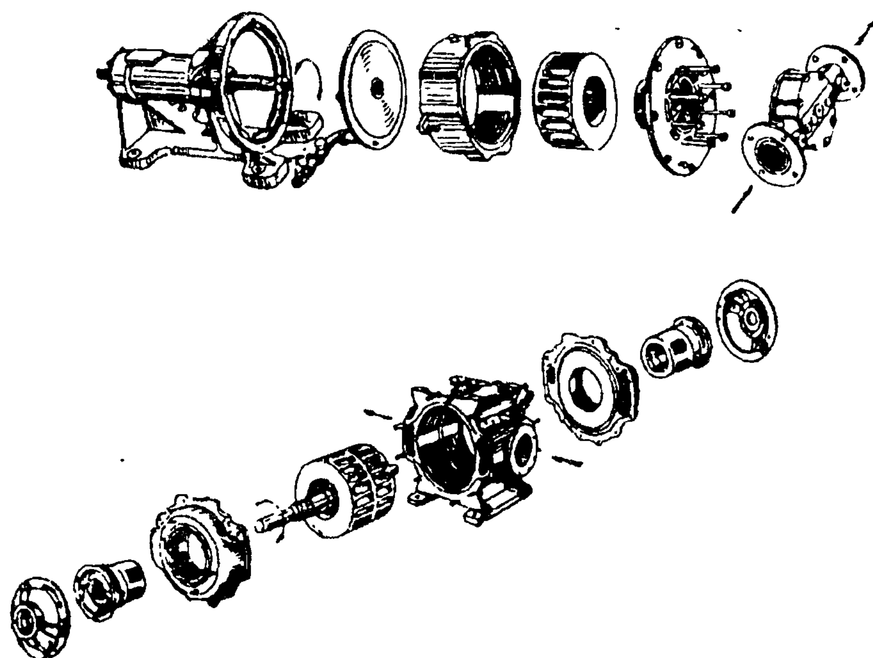


Рис.1.16. Подетальная схема ЖВН двойного действия фирмы "Neyrpic" с односторонним и двусторонним газораспределением

В отечественных машинах открытые с обеих сторон лопатки встречаются только в машинах малой производительности (ВВН-0,75). Из зарубежных фирм открытые рабочие колеса применяют фирмы "Pepvac", "Sihi", "Hibon" (рис.1.17) и др. Закрытые рабочие колеса, имеющие диски с обоих торцов, применяются в ЖКМ с радиальным подводом и отводом газа (см.рис.1.6 и 1.16). Технология изготовления таких рабочих колес сложнее, так как значительно труднее произвести обработку поверхностей лопаток. Чаще всего они вообще не обрабатываются после литья. Основным назначением вспомогательных дисков является упрочение лопаток, поскольку при радиальном подводе жидкости консольное крепление лопаток оказывается недостаточным. Кроме того, у машин с закрытым рабочим колесом отсутствуют перетечки газа из одной ячейки в другую через торцевые зазоры. Это способствует увеличению эффективности ЖВН.

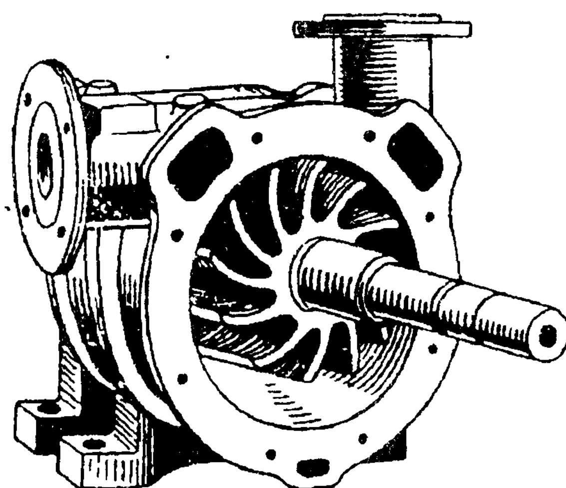


Рис.1.17. ЖВН фирмы "Hibon" с открытым рабочим колесом

Открытые рабочие колеса применяются при осевом подводе и отводе газа в машинах малой производительности (ВВН-1,5) и при двухцилиндровой компоновке (см.рис.1.9). Как правило, у таких рабочих колес лопатки со свободного конца соединяются кольцом небольшого сечения для придания им дополнительной жесткости и прочности. Естественно, что машины с полуоткрытым рабочим колесом имеют односторонний подвод и отвод газа. Однако чаще всего применяются двусторонние рабочие колеса, у которых основной диск находится посередине (см.рис.1.2 и 1.6). Такие рабочие колеса широко распространены у машин как с осевым, так и с радиальным газораспределением. В отличие от центробежных насосов и компрессоров рабочий процесс в каждой полости двустороннего рабочего колеса является изолированным. В этом смысле машины с двусторонним рабочим колесом очень близки к двухцилиндровой компоновке. Для обеих рабочих полостей общим является только жидкостное кольцо. В некоторых конструкциях оно также разделяется перегородкой, которая хорошо видна на рис.1.6 в корпусе машины. Зазор между диском рабочего колеса и этой перегородкой равен 1-3 мм. Такая машина в каждой полости может иметь различный рабочий процесс, например, быть двухступенчатой.

Лопатки рабочего колеса могут быть либо радиальными (см.рис.1.3), либо криволинейными (см.рис.1.1 и 1.4). Исследования показали, что криволинейные лопатки, загнутые по направлению вращения, должны обеспечивать более высокий КПД машины [88]. Рабочие колеса машин с радиальным подводом и отводом газа имеют, как правило, криволинейные лопатки.

Еще одной характерной особенностью рабочих колес ЖКМ является наклон втулки у машин с осевым газораспределением (наклон конусов у машин с радиальным подводом и отводом газа). У открытых рабочих колес в основном цилиндрические втулки. Небольшой угол наклона у них может существовать только из соображений технологической целесообразности (например, литейный уклон). У полуоткрытых и двусторонних рабочих колес угол наклона втулки определяется из конструктивных соображений.

Цилиндрическая втулка обеспечивает больший объем ячеек рабочего колеса, что должно соответствовать большей производительности. Однако при недостаточно точном расположении всасывающих и нагнетательных окон образующееся "мертвое пространство" также имеет больший объем, в результате чего резко снижается производительность. У насосов с конической втулкой объем ячеек рабочего колеса меньше, но при смещении окон объем "мертвого пространства" также намного меньше. Поэтому машины с конической втулкой рабочего колеса должны иметь

характеристики, более устойчивые по отношению к производственным отклонениям.

У машин с радиальным подводом и отводом газа угол наклона образующей конусов определяется не только желанием получить оптимальные характеристики. Зазор между внутренней торцевой поверхностью лопаток и конусами достаточно мал. При попадании в машину вместе с газом пыли, песка и т.п. происходит износ лопаток и конусов, а увеличение зазора приводит к росту перетечек и уменьшению производительности вакуумного насоса. Зазор может быть восстановлен уменьшением толщины прокладок между торцевыми крышками и корпусом и соответствующим смещением конусов. Поэтому машины с радиальным подводом и отводом газа имеют достаточно большой угол наклона образующей - 7-10°. Фирма "Neyrpic" в машинах с радиальным подводом добилась наиболее высоких КПД, по-видимому, применив цилиндрические конусы. Однако эксплуатационные характеристики машин при этом ухудшаются.

Замена рабочей жидкости в ЖКМ является одним из необходимых условий их работы. Наиболее часто в качестве рабочей жидкости используется вода, поэтому емкость, в которой происходит отделение газа от жидкости, называется водоотделителем.

В насосах малой и средней производительности расход воды невелик. Она проходит через вакуумный насос, вместе с газом поступает в водоотделитель (рис.1.18) и оттуда сливается в канализацию. В больших машинах расход воды довольно значителен. Например, вакуумный насос PC 600/750 фирмы "Burckhardt", имеющий производительность около 50 м^3/мин (при 70%-ном вакууме), потребляет 20 м^3/ч воды. Такой значительный расход воды по стоимости сопоставим со стоимостью электроэнергии.

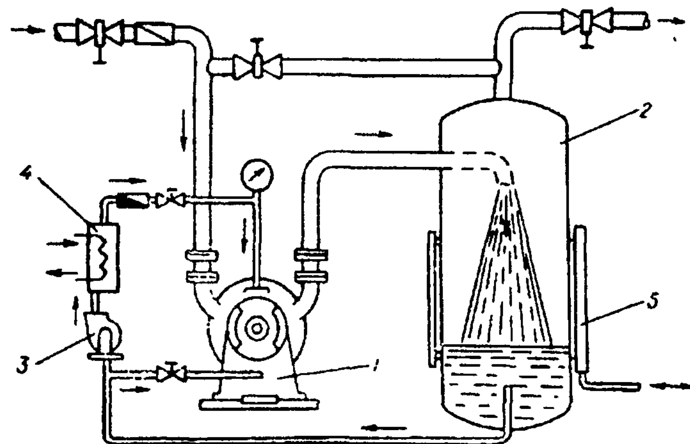


Рис.1.18. Схема установки с рециркуляцией рабочей жидкости:

1 - ЖКМ; 2- водоотделитель; 3- насос; 4- холодильник; 5- водомерное стекло

Поэтому у машин большой производительности применяется частичная рециркуляция - повторное использование рабочей жидкости. Существуют такие схемы, в которых предусматривается полная рециркуляция рабочей жидкости. Они применяются, если в качестве рабочей жидкости используется серная кислота и т.п. В этом случае необходимой частью схемы является холодильник, через который рабочая жидкость проходит перед подачей в машину. Обычно в ЖВН рабочая жидкость нагревается на 5-10°С. В компрессоре можно допустить больший подогрев.

Подвод рабочей жидкости в машину производится различными способами. Чаще всего она поступает в сальниковые уплотнения и затем вдоль вала - в торцевые зазоры. При этом сальники уплотняются и смазываются рабочей жидкостью. При нормальной работе она выходит через сальники отдельными каплями или слабой струйкой. Рабочая жидкость уплотняет торцевые зазоры, предотвращая перетекание газа из полости нагнетания в полость всасывания. В ряде машин рабочая жидкость поступает во всасывающий патрубок. Такая схема применяется на машинах малой производительности ВВН-0,75. И, наконец, она может поступать непосредственно во всасывающую полость.

Достижимый в ЖВН вакуум ограничивается давлением насыщенных паров при температуре рабочей жидкости. При температуре 15°С давление насыщенных паров воды примерно 13 мм рт.ст. При этом давлении вода закипает, и производительность ЖВН падает до нуля. Для получения вакуума с давлением, меньшим давления насыщенных паров, в качестве первых ступеней ЖВН применяют предвключенные воздушные эжекторы.

В ЖК для получения высокой степени сжатия необходима большая окружная скорость рабочего колеса. Экономически это невыгодно, так как приводит к резкому росту гидравлических потерь.

Существенное снижение этих потерь достигается в ЖК с вращающимся корпусом (рис.1.19), когда в неподвижном корпусе вращается полый цилиндр, а внутри него - рабочий ротор. Число оборотов цилиндра и ротора может быть одинаковым, но может и несколько различаться. Это зависит от принятой кинематической схемы.

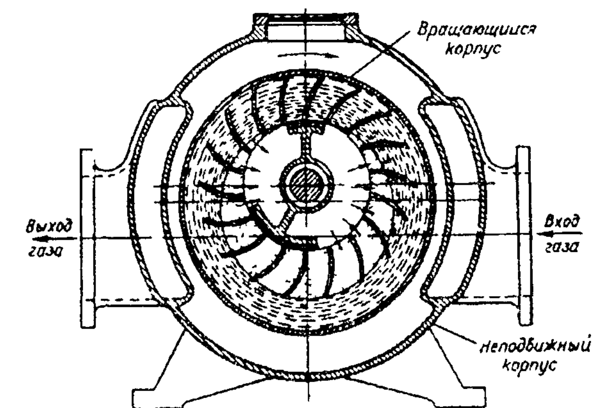


Рис.1.19. ЖКМ с вращающимся корпусом

Степень повышения давления в таком компрессоре значительно выше, чем в поршневом, так как непосредственный контакт сжимаемого газа с жидкостью создает эффективный теплоотвод, а отсутствие масла в рабочей полости устраняет опасность

взрыва в процессе сжатия. В одной ступени компрессора с вращающимся корпусом достигнута степень повышения давления, равная 7. Но и она не является пределом. Недостатком подобных ЖВН является сложность конструкции, поэтому практического применения они не получили.

Материалы, из которых изготавливаются ЖКМ, в значительной степени зависят от рода перекачиваемого газа. Для перекачивания воздуха и других инертных газов применяются обычно конструкционные материалы - чугун и сталь. Во многих производствах вместе с откачиваемым газом в ЖВН попадают в капельном и парообразном состоянии химические вещества, которые могут привести к быстрой коррозии и разрушению деталей машины. Для предотвращения этого детали ЖВН изготавливаются из коррозионностойких материалов. Так, рабочие колеса ЖВН, выпускаемых Канским заводом, изготовлены из бронзы, Бессоновский компрессорный завод выпускает ЖВН из нержавеющей стали, ряд фирм изготавливает детали ЖКМ из титана. В некоторых случаях проточная часть машины покрывается синтетическими пленками - полиэтиленом, фаолитом и т.д.

На основании вышеизложенного предлагается классификация конструкций жидкостнокольцевых машин, приведенная в табл.1.1.

1.4. Технико-экономические параметры жидкостнокольцевых машин, выпускаемых зарубежными фирмами

В данном разделе рассматриваются ЖКМ зарубежных фирм. Источником информации являются проспекты этих фирм, которые за последние годы удалось собрать и проанализировать. Конечно, это далеко не полный перечень фирм, выпускающих ЖКМ, некоторые данные, возможно, устарели. По имеющимся у нас сведениям, некоторые фирмы сменили название или прекратили свое существование. Нам также известны некоторые другие фирмы, производящие ЖКМ, но их проспектами мы не располагаем. Однако мы считаем необходимым представить имеющиеся у нас материалы в том виде, в каком они даны в проспектах (если имеются проспекты за разные годы, то представляются данные по последним). Эти материалы иллюстрируют распространенность ЖКМ, диапазоны производительности, создаваемого вакуума у насосов и давления нагнетания у компрессоров, технический уровень машин различных фирм и др.

Различные фирмы неоднозначно представляют параметры машин, поэтому нами проведен сопоставимый анализ этих параметров с тем, чтобы можно было сравнивать между собой машины различных фирм.

Технический уровень ЖКМ определяется целым комплексом

Таблица 1.1

Определяющий параметр	Типы машин
I. Начальное и конечное давление сжимаемого газа	Вакуумные насосы Газодувки Компрессоры
II. Конструктивная схема	С радиальным подводом и отводом газа С осевым подводом и отводом газа
III. Число ступеней сжатия	Одноступенчатые Двухступенчатые Вакуумные насосы с воздушным эжектором
IV. Число циклов за один оборот	Простого действия Двойного действия
V. Число рабочих полостей	Одноцилиндровые Двухцилиндровые
VI. Расположение всасывающих и нагнетательных окон	Односторонний подвод и отвод газа Двусторонний подвод и отвод газа
VII. Конструкция рабочего колеса а) крепление лопаток	С открытым рабочим колесом С полуоткрытым рабочим колесом С закрытым рабочим колесом С двусторонним рабочим колесом
б) форма лопаток	С прямыми лопатками, в том числе и с радиальными С криволинейными лопатками
в) форма втулки рабочего колеса	С цилиндрической втулкой С конической втулкой
VIII. Кинематическая схема	С неподвижным корпусом С вращающимся корпусом
IX. Подача рабочей жидкости	С однократным использованием жидкости С частичной рециркуляцией С полной рециркуляцией
X. Род перекачиваемого газа (материалы основных деталей)	Из конструкционных материалов Из бронзы Из нержавеющей стали Из титана С внутренним синтетическим покрытием

параметров. Среди них основным является совершенство процесса сжатия, которое у вакуумных насосов характеризуется удель-

ной мощностью, т.е. мощностью, необходимой для сжатия единицы объема газа , а у компрессоров - коэффициентом полезного действия, т.е. отношением мощности в идеальном цикле к затраченной. Так как газ при сжатии в ЖКМ практически не нагревается, целесообразно использовать изотермический КПД.

Работа сжатия одного килограмма газа в изотермическом цикле :

$$A_{из} = RT_1 \cdot ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right), \text{ Дж/кг.}$$

Изотермический КПД определяется уравнением :

$$\eta_{из} = \frac{A_{из} Q\rho}{N \cdot 60} = \frac{RT_1\, ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \cdot Q\rho}{N \cdot 60}.$$

Между изотермическим КПД и удельной мощностью существует однозначное взаимное соответствие. Для ЖВН оно приведено на рис.1.20.

Жидкостнокольцевые машины изготовляются фирмами более чем 15 стран. Их технические характеристики представлены в табл.1.2.

Основное конструктивное различие жидкостнокольцевых машин определяется схемой газораспределения. Наиболее распространенной является схема с осевым подводом и отводом газа. Так, из 35 зарубежных фирм, рассмотренных в данном разделе, и 7 заводов СНГ, выпускающих ЖКМ, лишь 8 производят машины с радиальным газораспределением. Фирмы, специализирующиеся на выпуске машин определенной схемы, машин другой схемы не производят, за исключением фирмы "Awamura".

Сравнение технико-экономических показателей машин с различными схемамй газораспределения не позволяет сделать вывод о преимуществе какой-либо одной из них. Более подробно этот вопрос рассматривается в главе 4.

Жидкостнокольцевые машины выпускаются простого и двойного действия с разным числом рабочих циклов за один оборот ротора. Вакуумные насосы двойного действия сейчас производятся в ограниченном количестве, а производство вакуумных насосов простого действия увеличено, что обусловлено прежде всего способностью последних создавать более глубокий вакуум. Так, большинство одноступенчатых вакуумных насосов простого действия ведущих фирм сохраняет откачивающую способность при 4-5 кПа, а вакуумные насосы двойного действия имеют предельное давление всасывания около 15 кПа. Машины двойного

действия, работающие в качестве компрессоров, распространены более широко в связи с тем, что вал машины при такой схеме разгружен. Кроме того, у компрессоров, имеющих небольшие отношения давлений, перетечки через "мертвое пространство" не столь существенно сказываются на их эффективности по сравнению с вакуумными насосами.

Таблица 1.2

Страна	Фирма	Вакуумные насосы		Компрессоры	
		Производительность, м³/мин	Давление всасывания, кПа	Производительность, м³/мин	Давление нагнетания, МПа
США	"Nash"	0,20-380	10-100	0,76-282	0,13-0,88
		2,0-100*	1,5-10*	-	-
	"Sullair"	0,42- 28	14-100	-	-
Германия	"Siemens"	0,30-260	3,3-100	0,50-240	0,12-0,65
		0,12-80*	1,0- 10*	-	-
	"Sihi"	0,05-178	3,3-100	0,05-170	0,12-0,30
	"Wedag"	1,00-150	4,0-100	2,50-145	0,12-0,30
		1,5- 61*	3,3- 10*	-	-
	"Aerzen"	0,80-175	4,0-100	1,30-140	0,10-0,15
	"Grassel"	3,00- 63	4,0-100	2,5 - 64	0,10-0,25
	"Levac"	4,30- 16	4,0-100	-	-
	"Friedrichsfeld"	1,00- 13	20,0- 60	0,8 - 10	0,12-0,30
	"Hesse"	0,26- 50	3,3- 10	17,0- 50	0,10-0,38
Великобритания	"Alley"	0,32- 61	3,3-100	0,22- 50	0,12-0,31
	"Pepvac"	0,28-62	3,3-100	0,19- 50	0,12-0,30
		0,2 -14*	0,7-4,0*	-	-
	"Hick"	2,80 -62	3,7-100	1,40-50	0,12-0,205
	"Hargreaves	2,50 -35	1,1-4,0	-	-
	"Sisson"	1,10 -41	13,0-100	-	-
Франция	"Neyrpic"	0,95-438	1,3-100	0,90-456	0,10-0,40
	"Hibon"	1,28-133	4,0- 80	-	-
	"Baudot	0,14- 62	3,3-100	0,23-2,8	0,11-0,30
	Hardoll"	0,40- 5*	2,5-10*	-	-
Австрия	"Voith"	2,10-140	20,0-100	-	-
	"Ochsner"	0,25-140	3,3-100	0,25- 70	0,10-0,50
Швейцария	"Burkhardt"	0,30- 13	4,0-100	0,30- 13	0,10-0,60
	"Bell"	2,50-183	8,0-100	2,50-167	0,10-0,50

* С применением воздушного эжектора.

Окончание таблицы 1.2

Страна	Фирма	Вакуумные насосы		Компрессоры	
		Производительность, м³/мин	Давление всасывания, кПа	Производительность, м³/мин	Давление нагнетания, МПа
Италия	"Bosco"	0,95-145	1,3-100	0,90-190	0,10-0,40
	"Robuschi"	0,20- 50	3,3-100	-	-
	"Simaco"	0,07- 50	3,3- 20	-	-
Швеция	"Electro-skandia"	0,21-7,2	5,0-100	-	-
Бельгия	"Ensival"	0,75- 90	5,0-100	-	-
Япония	"Unozawa"	0,19-150	20,0-100	-	-
	"Awamura"	0,5-270	4,0-100	0,50-150	0,11-0,80
		1,0-22*	1,6-10*	-	-
Индия	"SLM-Maneklal"	0,83- 33	-	0,80- 33	0,10-0,45
Словакия	"Sigma"	1,00- 60	4,0-100	3,00- 27	0,10-0,15
Венгрия	"Deger"	1,00- 56	8,0-100	1,00- 56	0,10-0,16
Польша	"Polimex-Cekop"	11,0- 28	10,0- 60	13.0- 29	0,10-0,19
	"Fampa"	10,0- 60	20,0-100	10,0- 60	0,10-0,20
Болгария	"Агромашиноимпекс"	0,36-2,4	10,0-100	-	-

Преимуществом машин простого действия является также более низкий уровень шума (по данным фирмы "Awamura", уровень шума машин двойного действия выше почти на 20%).

Фирмы "Nash", "Siemens", "Sihi", "Pepvac" выпускают одно- и двухступенчатые машины. Удельная мощность $N_{уд}$ и объемная производительность Q' одно- и двухступенчатых жидкостнокольцевых вакуумных насосов фирмы "Sihi" при различном давлении представлены на рис.1.20. Фирмы "Wedag", "Aerzen", "Hibon" выпускают только одноступенчатые машины, а фирма "Simaco" специализируется на выпуске только двухступенчатых машин. Двухступенчатые машины занимают меньшее место в производстве фирм "Nash" и "Siemens". Фирма "Nash" выпускает небольшое число моделей двухступенчатых вакуумных насосов и двухступенчатые компрессоры малой производительности. Фирма "Siemens" в двухступенчатом исполнении выпускает только компрессоры, а в одноступенчатом исполнении - вакуумные насосы.

Двухступенчатые вакуумные насосы имеют ограниченную область применения. При давлении выше 20 кПа они уступают по экономичности одноступенчатым насосам, а при давлении

меньше 4 кПа - одноступенчатым вакуумным насосам с воздушным эжектором. Наилучшие показатели двухступенчатые вакуумные насосы обеспечивают при давлении всасывания 5-10 кПа. При этом удельная мощность наиболее экономичных образцов составляет 1,25-1,4 кВт·мин/м³. Одноступенчатые вакуумные насосы фирм "Siemens", "Awamura" и "Neyrpic" по технико-экономическим показателям не уступают двухступенчатым насосам во всем диапазоне рабочих давлений даже при давлении 5-6 кПа. Двухступенчатые вакуумные насосы уступают одноступенчатым по удельному расходу воды, по удельной площади установки и металлоемкости.

Жидкостнокольцевые машины приводятся в действие от асинхронного электродвигателя через редуктор или клиноременную передачу, что позволяет изменять производительность машин в широких пределах. Машины малой производительности все фирмы выпускают, как правило, в моноблочном исполнении с фланцевым электродвигателем, располагая рабочее колесо на валу двигателя без установки муфты.

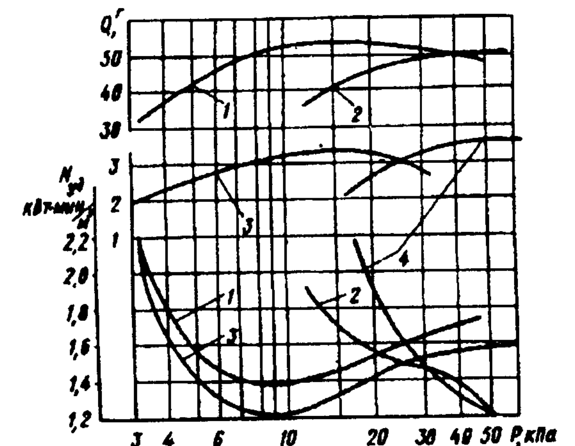


Рис.1.20. Характеристики вакуумных насосов фирмы "Sihi" :

1 - модель LPH 95354, двухступенчатый; 2 - модель LPH 90554, одноступенчатый; 3 - модель LPH 45316, двухступенчатый; 4 - модель LPH 40516, одноступенчатый

В последнее время расширяется область применения ЖКМ и диапазон их производительности. Фирмы "Sihi", "Pepvac","Siemens" изготовляют вакуумные насосы производительностью менее 0,1м³/мин, а фирмы "Nash", "Siemens", "Awamura" - вакуумные насосы производительностью более 300 м³/мин. Фирма "Neyrpic" рекламирует вакуумный насос производительностью 456 м³/мин.

ЖВН характеризуются способностью сохранять постоянную объемную производительность в широком диапазоне давлений всасывания. С целью повышения экономичности ведущие фирмы выпускают вакуумные насосы различной модификации для определенного интервала давлений с различными дисками (осевое газораспределение) или конусами (радиальное газораспределение). Так, например, фирма "Nash" выпускает три модели вакуумных насосов на диапазоны давлений 12-25; 25-60 и 50-90 кПа.

Выпускаемые в последнее время ЖК также имеют более

широкий рабочий диапазон производительностей. Большинство одноступенчатых компрессоров предназначено для работы при избыточных давлениях до 0,3 МПа, а наиболее экономичные двухступенчатые компрессоры - при давлении 0,6-0,8 МПа.

Постоянно улучшаются удельные показатели ЖКМ. Удельная мощность вакуумных насосов большой производительности, выпускаемых ведущими фирмами, за последние 15-20 лет снижена с 1,5-1,6 до 1,3-1,4 кВт·мин/м^3 при давлении 20 кПа. Лучшие показатели удельной мощности имеют машины производительностью свыше 50 м^3/мин, у машин средней производительности (3-20 м^3/мин) удельная мощность выше примерно на 20%, а у машин малой производительности - вдвое превышает этот показатель машин большой производительности.

Почти всеми фирмами улучшен такой важный параметр, как удельный расход воды. Наиболее низкий расход воды имеют вакуумные насосы фирм "Siemens", "Neyrpic", "Hibon", "Awamura", "Aerzen" - около 2,5 л/м^3 при давлении всасывания 20 кПа. Расход воды вакуумного насоса меняется в зависимости от режима работы. Например, для вакуумного насоса 2BA577 фирмы "Siemens", имеющего номинальную производительность около 50 м^3/мин при частоте вращения ротора 710 об/мин, расход воды при давлении всасывания 20 кПа составляет 6,6 м^3/ч; 5,85 м^3/ч - при 30 кПа; 4,5 м^3/ч - при 50 кПа; 3,8 м^3/ч - при 60 кПа и 2,4 м^3/ч - при 80 кПа.

Удельная металлоемкость наиболее экономичных ЖВН фирм "Nash", "Siemens", "Hibon", "Sigma" составляет примерно 30 кг·мин/м^3.

Практика показывает, что к параметрам, приводимым в проспектах, следует относиться с большой осторожностью. Это не означает, что фирмы заведомо завышают значения параметров (такое рано или поздно раскрывается и приводит к потере "имиджа" фирмы). Однако указываемые в проспектах данные требуют соответствующей корректировки и тщательного анализа прежде, чем их можно будет сопоставлять между собой.

Действительные параметры машин могут отличаться от номинальных значений. Большинство фирм приводит значения производительности и потребляемой мошности с допуском 10%. Фирма "Siemens" в последние годы снизила допуск на производительность до 5%, а некоторые фирмы, в том числе и фирма "Nash", вообще не указывают допуск на номинальные параметры своих машин.

При сравнении машин, имеющих различный привод, необходимо учитывать, что КПД редуктора или клиноременной передачи составляет обычно около 95%.

На величину объемной производительности оказывают

влияние температура воды и влажность откачиваемого воздуха. Большинство фирм указывает параметры машин при температуре воды 15°С, при этом некоторые фирмы приводят зависимость производительности от температуры воды. Фирма "Nash" дает поправочный коэффициент K_Q для определения объемной производительности при откачке насыщенного воздуха различной температуры (рис.1.21), а номинальные параметры насосов указывает при влажности воздуха 50%. Большинство фирм приводит значение производительности при откачке сухого воздуха, поэтому если в тексте специально не оговаривается влажность, необходимо считать, что откачиваемый газ - сухой. Фирма "Siemens", которая ранее указывала параметры для сухого воздуха, в последние годы приводит значение объемной производительности при откачке воздуха с влажностью 100%, соответственно, параметры вакуумныхнасосов как бы улучшились (на рис.1.22 сплошные

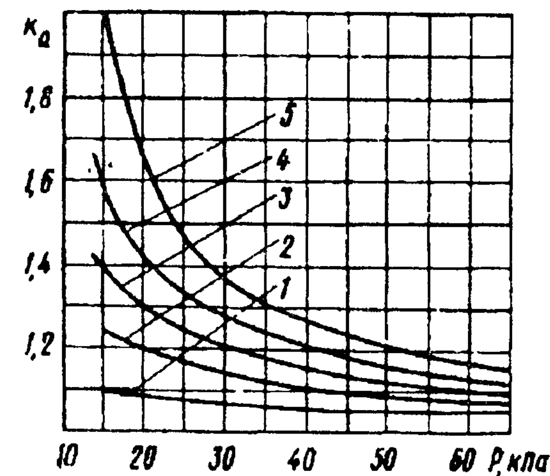


Рис.1.21. Поправочный коэффициент для определения объемной производительности при откачке насыщенного воздуха различной температуры машиной серии CL фирмы "Nash" :

1 - температура воздуха 21,1 °С;
2 - температура воздуха 32,2 °С;
3 - температура воздуха 37,8 °С;
4 - температура воздуха 43,3 °С;
5 - температура воздуха 48,9 °С

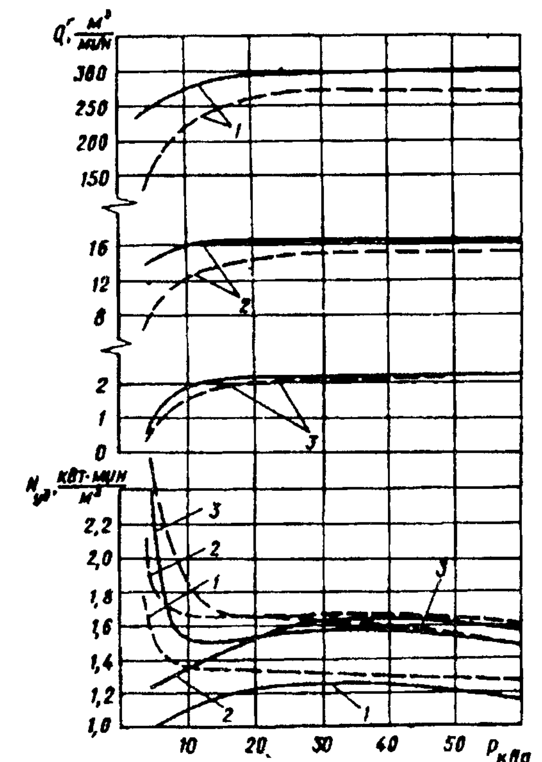


Рис.1.22. Характеристики вакуумных одноступенчатых машин фирмы "Siemens" :

1 - модель 2BB962, частота вращения ротора 266 об/мин; 2 - модель 2BA372 частота вращения ротора 970 об/мин; 3 - модель 2BD202, частота вращения ротора 1450 об/мин

линии соответствуют показателям насосов для откачивания воздуха со 100%-ной влажностью, а пунктирные - сухого воздуха).

Зависимость удельной мощности от давления всасывания

при различной частоте вращения ротора вакуумного насоса модели 2BA661 фирмы "Siemens" представлена на рис.1.23, а насоса модели 7к фирмы "Voith" - на рис.1.24. Почти все вакуумные насосы имеют минимальную удельную мощность при частоте вращения ротора, меньшей номинальной. Вакуумный насос модели 2BA662 фирмы "Siemens"обеспечивает минимальную удельную мощность при частоте вращения ротора 530 об/мин и давлении всасывания 35-60 кПа , а при номинальной частоте вращения 585 об/мин удельная мощность повышается на 10%.

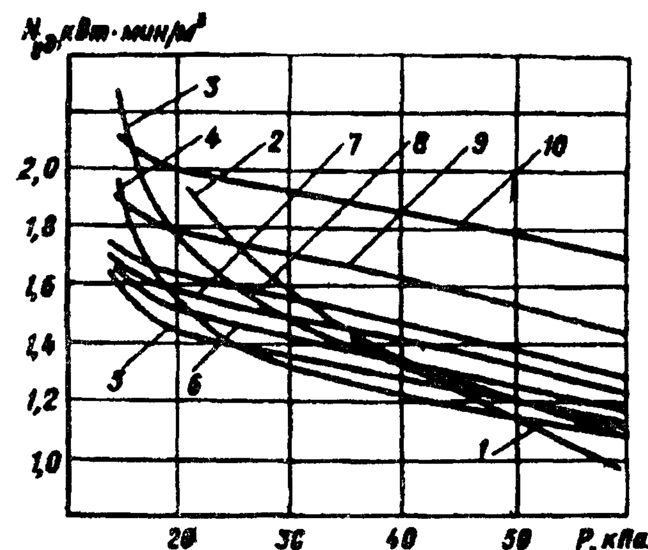


Рис.1.23. Удельная мощность вакуумного насоса модели 2BA 661 фирмы "Siemens" при различных частотах вращения ротора :

1 - 410 об/мин; 2 - 439 об/мин;
3 - 468 об/мин; 4 - 497 об/мин;
5 - 556 об/мин; 6 - 585 об/мин;
7 - 614 об/мин; 8 - 673 об/мин;
9 - 731 об/мин; 10 - 819 об/мин

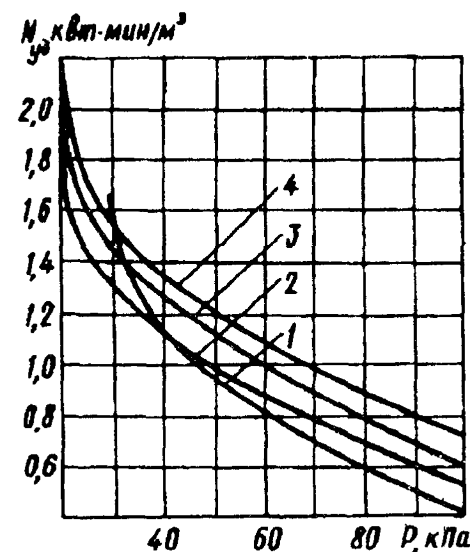


Рис.1.24. Удельная мощность вакуумного насоса модели 7к фирмы "Voith" при различных частотах вращения ротора :

1 - 420 об/мин; 2 - 500 об/мин;
3 - 540 об/мин; 4 - 585 об/мин

Вакуумные насосы производительностью 50-60 м³/мин фирм "Ailey","Pepvac","Robuschi", "Simaco" имеют частоту вращения ротора 730-740 об/мин, вакуумный насос фирмы "Wedag" производительностью 120 м³/мин - 500 об/мин. По пути увеличения окружных скоростей при модернизации ЖКМ идет и фирма "Nash". Несмотря на то, что на повышенных скоростях вращения ротора возрастают потери мощности, зато снижаются металлоемкость, удельный расход воды и другие показатели , а также достигается более надежная работа вакуумных насосов в области низких давлений. Более подробно этот вопрос рассматривается в главе 4.

Расширение области применения жидкостнокольцевых вакуумных насосов путем снижения давления всасывания стало возможным благодаря применению воздушных эжекторов. В настоящее время более десяти фирм освоили выпуск вакуумных насосов с эжекторами. Более подробно они рассмотрены в главе 5.

Фирмы "Alley", "Burckhardt", "Neyrpic" и другие выпускают агрегаты на базе жидкостнокольцевых вакуумных насосов с паровыми эжекторами.

1.4. 1. Жидкостнокольцевые машины фирмы "Nash"

Крупнейшей специализированной фирмой по производству ЖКМ является фирма "Nash". Головное производство фирмы находится в США, заводы расположены в Великобритании, Германии, Бельгии, Швеции. Основным европейским изготовителем жидкостнокольцевых вакуумных насосов Nash является фирма "Ahlström" (Финляндия), выпускающая их с 1928 года.

Продукцию фирмы "Nash" отличает высокая надежность, долговечность, высокая культура производства. Фирме принадлежит ведущая роль в области исследований и разработок машин с радиальным газораспределением по схеме *Nash*, она - основной владелец патентов и лицензий на их конструкцию и технологию изготовления.

До середины 60-х годов фирма "Nash" выпускала ЖКМ только двойного действия серий L и H. Эти машины выпускаются и в настоящее время. Основной ряд машин состоит из 10 вакуумных насосов и 9 компрессоров. Вакуумные насосы и компрессоры серии L - низковакуумные, а серии H - высоковакуумные. Отличие машин этих серий заключается в применении газораспределительных конусов различной конструкции. Каждая машина может работать при различной частоте вращения приводного вала. Рабочие колеса компрессоров имеют более высокие окружные скорости по сравнению с вакуумными насосами той же производительности. Технические данные этих машин приведены в табл.1.3. Характеристики вакуумных насосов серии L и H четырех моделей показаны на рис.1.25.

С середины 60-х годов фирма "Nash" начала выпуск более экономичных вакуумных насосов простого действия серии CL. Серия CL включает в себя 11 машин производительностью от 5,6 до 380 м³/мин. Все они выпускаются в трех модификациях, отличающихся, по-видимому, лишь газораспределительными конусами. Насосы модификации 1 рассчитаны на давление всасывания 600-300 мм рт.ст., модификации 2 - на давление 500 -200 мм рт.ст. и модификации 3 - на 300-75 мм рт.ст. Более низкую удельную мощность, меньшие расход воды, удельную

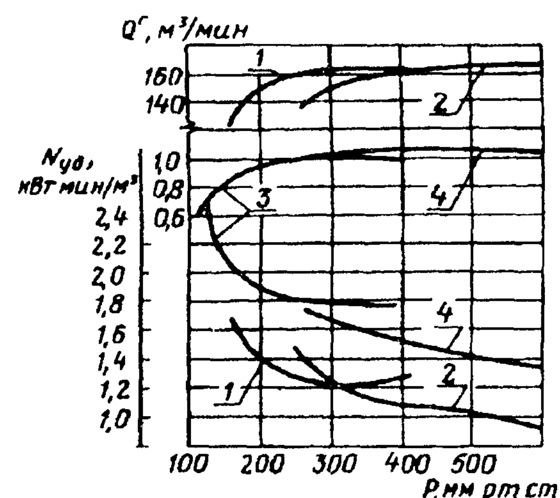


Рис.1.25. Характеристики вакуумных насосов фирмы "Nash" :

1 - модель Н-5308А (200 об/мин);
2 - модель L-5308А (200 об/мин);
3 - модель Н-2 (2000 об/мин);
4 - модель L-1 (2000 об/мин)

площадь и металлоемкость (рис.1.26) вакуумных насосов серии CL в значительной степени удалось достичь за счет увеличения окружных скоростей роторов с 12-15 до 16-18 м/с.

Характерной особенностью вакуумных насосов фирмы "Nash" является применение различных приводов. Помимо прямого привода от асинхронного электродвигателя, машины могут снабжать-

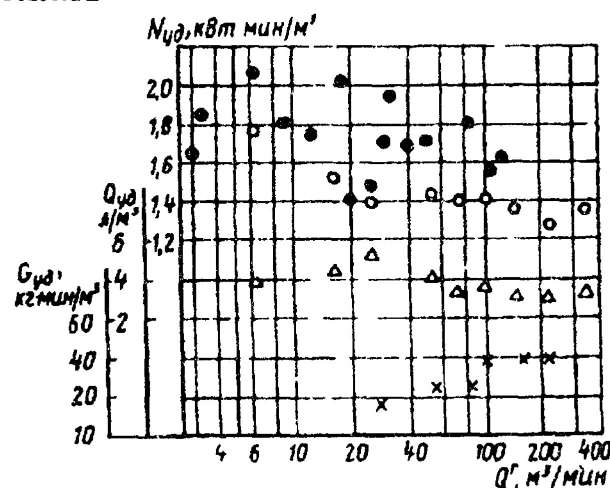


Рис.1.26. Удельные параметры вакуумных насосов фирмы "Nash" при давлении всасывания 20 кПа :

● - удельная мощность машин серии Н;
О - удельная мощность машин серии CL;
Δ - удельный расход воды машин серии CL;
* - удельная металлоемкость машин серии CL

Таблица 1.3

Серия машины	Производительность, м³/мин	Рабочее давление
Вакуумные насосы		
L	1,05 - 170	До 160 мм рт.ст.
Н	1,00 - 164	385 - 100 мм рт.ст.
Компрессоры		
L	1,85 - 73,8	0,35 - 1,75 кгс/см²
Н	1,57 - 74,5	1,05 - 3,15 кгс/см²

ся встроенным редуктором, клиноременной передачей, иметь привод от синхронного электродвигателя, ротор которого смонтирован на валу насоса. Выпускаются машины с двумя свободными концами вала, что дает возможность осуществлять привод большого количества последовательно соединенных насосов от одного электродвигателя или же от паровой турбины через редуктор, что, в свою очередь, позволяет плавно изменять производительность путем регулирования частоты вращения вала турбины. Для удобства монтажа вакуумные насосы серии CL производительностью свыше 50 м^3/мин имеют три пары фланцев для подсоединения нагнетательной линии: с двух боковых сторон насоса и снизу.

Двустороннее газораспределение позволяет использовать две половины машины в качестве отдельных вакуумных насосов с различной степенью разрежения, что обеспечивает повышенную гибкость вакуумной системы.

Для создания давления всасывания ниже 75 мм рт.ст. вакуумные насосы серии CL могут снабжаться воздушным эжектором, обеспечивающим при давлении до 20 мм рт.ст. производительность, составляющую около 50% от производительности самого насоса, и предельное остаточное давление около 10 мм рт.ст. В качестве одного из способов снижения давления всасывания фирма рекомендует также последовательное включение двух одноступенчатых насосов. Двухступенчатые насосы серии TS фирмы "Nash" имеют производительность от 0,56 до 42 м^3/мин, давление всасывания - 150-25 мм рт.ст.

Фирма "Nash" выпускает вертикальные моноблочные вакуумные насосы серий MDF и MD с фланцевым электродвигателем производительностью от 0,2 до 2,2 м^3/мин. Вакуумные насосы серии MD выполнены по традиционной схеме фирмы и обеспечивают давление всасывания до 75 мм рт.ст. Насосы серии MDF имеют осевое газораспределение и работают при меньших отношениях давлений (давление всасывания - до 200 мм рт.ст.). Каждая серия насосов включает четыре типоразмера.

Машины серии CL, используемые в качестве компрессоров, обеспечивают производительность до 282 м^3/мин при избыточном давлении от 0,3 до 1,4 кгс/см^2. Компрессоры серии AL включают пять типоразмеров, рассчитанных на избыточное давление 3,5 - 7 кгс/см^2, производительностью 0,76 - 8,5 м^3/мин. В отличие от вакуумных насосов компрессоры всех серий - двойного действия. На рис.1.27 и 1.28 приведены параметры компрессоров серий L и Н. Вертикальными полосами отмечен приведенный диапазон π_k, на них точками - значения π_k при максимальном значении $\eta_{из}$.

Фирма "Nash" выпускает также компрессорные агрегаты 11 типоразмеров для питания воздухом КИП и лабораторных установок производительностью 0,76 - 2 м^3/мин при избыточном

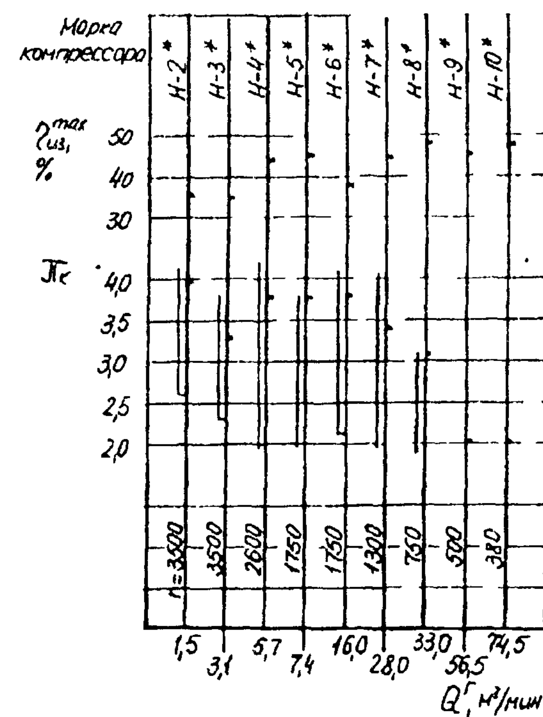


Рис.1.27. Параметры компрессоров серии CL фирмы"Nash"

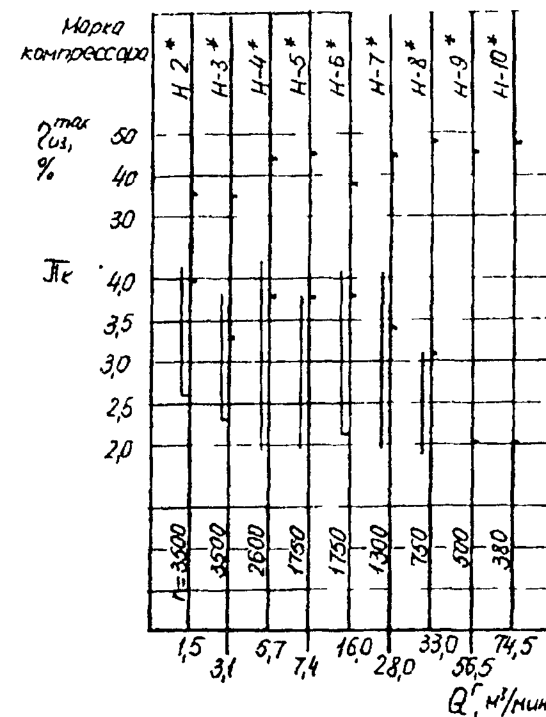


Рис.1.28. Параметры компрессоров серии H фирмы"Nash"

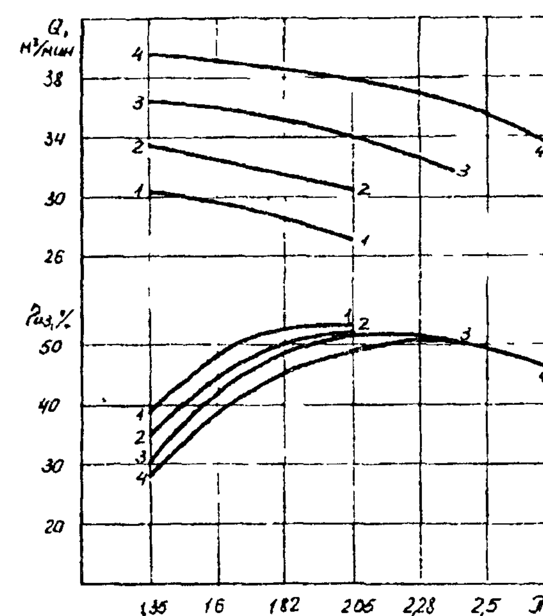


Рис.1.29. Характеристики машины L-7 при различных частотах вращения ротора :

1 - 570 об/мин; 2 - 630 об/мин;
3 - 690 об/мин; 4 - 750 об/мин

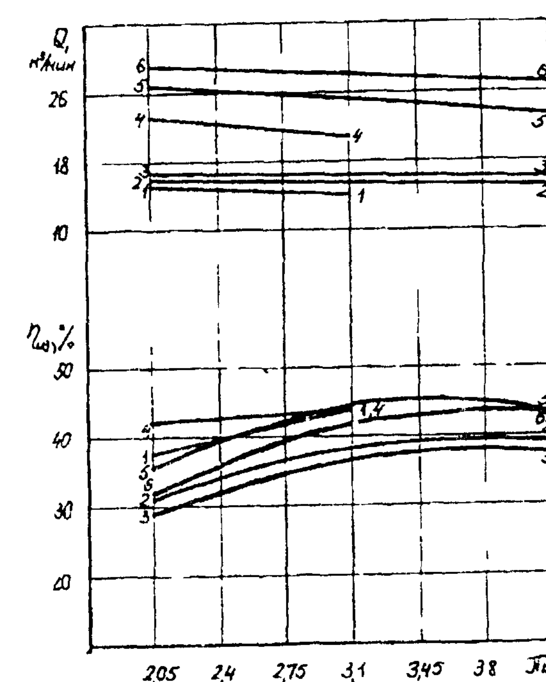


Рис.1.30. Характеристики машин:

H-6 (1-1450; 2-1650; 3-1750 об/мин);
H-7 (4-1000; 5-1150; 6-1300 об/мин)

давлении 3,5 кгс/см²; 1,27 - 8,5 м³/мин при 7 кгс/см²: 5,6 - 8,8 м³/мин при 8,8 кгс/см². Для химической промышленности фирма выпускает вакуумные насосы и компрессоры, изготовленные из хромоникелевых сплавов, бронзы, нержавеющей стали. Характеристики некоторых компрессоров фирмы "Nash" показаны на рис.1.29 и 1.30.

По заявлению специалистов фирмы "Nash", водокольцевые машины являются наиболее экономичными для целого ряда производств.Использование водокольцевых вакуумных насосов вместо последних ступеней паровых эжекторных установок, а также вместо турбокомпрессоров на бумажных производствах дает большой экономический эффект.

1.4. 2. Жидкостнокольцевые машины фирмы "Siemens"

Ведущее место в Европе по производству жидкостнокольцевых вакуумных насосов и компрессоров занимает фирма "Siemens", которой принадлежит большинство европейских патентов на ЖКМ различных конструкций.

Машины фирмы "Siemens" имеют торговую марку ELMO-F. Для создания вакуума до 110 мм рт.ст. фирма раньше выпускала вакуумные насосы ряда LP...m, а для более высокого вакуума до 30 мм рт.ст.- насосы ряда LP...hm. В 1967 г. фирма "Siemens" вместо снятых с производства вакуумных насосов ряда LP...m стала выпускать насосы ряда 2BA...1, вместо насосов ряда LP...hm - насосы ряда 2BA...2, а вместо вакуумных насосов с эжекторами - насосы ряда 2BA...2+2BP. В табл.1.4 приведены технические характеристики вакуумных насосов фирмы "Siemens" при давлении всасывания 160 мм рт.ст. Рабочее колесо каждого насоса может иметь шесть различных вариантов частоты вращения. Таким образом, одна и та же машина может иметь различную производительность, а насосы разных типоразмеров - одинаковую производительность. Например, производительность порядка 220 м³/мин можно нолучить, применяя различные насосы одного ряда (типоразмеры 2BB862, 2BB922 и 2BB962).

Компрессоры серий 2BD и 2BA - одноступенчатые, одноколесные, двойного действия выпускаются 17-ти типоразмеров на рабочее давление (изб.) 0,2-2 кгс/см² и производительность 0,5-240 м³/мин; компрессоры серий 2BF выпускаются 3-х типоразмеров в одноступенчатом исполнении, двухколесные, простого действия на рабочее давление 0,8-2 кгс/см² и производительность 40-150 м³/мин; компрессоры серии 2BG - 5-ти типоразмеров в двухступенчатом исполнении, простого действия на рабочее давление 2-6,5 кгс/см² и производительность 1-22 м³/мин; компрессоры серий 2BK - 10-ти типоразмеров двойного действия, одно- и двухколесные на рабочее давление 0,2-2,3 кгс/см² и производи-

Таблица 1.4

Типоразмер	Номинальная частота вращения ротора, об/мин	Производительность, м^3/мин	Удельная мощность, $\frac{кВт}{м^3/мин}$	Удельный расход воды, л/м^3	Удельная металлоемкость, $\frac{кг}{м^3/мин}$	Размеры рабочего колеса, мм	
						Диаметр	Ширина
2BD202	1450	2,02	1,64	4,46	40,6	224	80
2BD212	1450	2,78	1,64	4,32	31,7	224	112
2BA212	1450	3,83	1,68	5,22	39,2	244	125
2BA222	1450	5,78	1,73	4,33	35,3	244	190
2BA232	1450	7,63	1,64	3,91	28,3	244	245
2BA312	970	9,93	1,61	3,36	37,5	-	-
2BA322	970	14,5	1,66	2,87	33,8	384	195
2BA332	970	20	1,55	2,5	27	384	385
2BA532	735	27,5	1,49	2,42	33,1	500	390
2BA552	735	24,8	1,48	2,39	28,4	500	500
2BA662	585	49	1,37	2,45	32,9	600	600
2BA722	500	67,3	1,37	2,48	34,9	700	700
2BA762	420	94,2	1,36	2,48	34,6	830	830
2BA822	360	127	1,36	2,49	36,2	970	970
2BB862	418	212	1,73	2,44	34	-	-
	386	196	1,54	2,47	36,8	-	-
	322	162	1,37	2,47	44,5	1090	1090
2BB922	317	225	1,43	2,44	40,4	1220	1220
	288	204	1,29	2,45	44,6	1220	1220
2BB962	256	260	1,35	2,44	42,8	1370	1370
	230	232	1,31	2,44	48	1370	1370
	205	200	1,30	2,5	55,7	1370	1370

тельность 2-106 м^3/мин; компрессоры серии 2ВТ одноступенчатые титановые - 3-х типоразмеров на рабочее давление 0,2-4 кгс/см^2 и производительность 2-22 м^3/мин Технические характеристики компрессоров приведены в табл.1.5.

Таблица 1.5

Типоразмер	Частота вращения ротора, об/мин	Давление нагнетания (изб.), кгс/см^2	Производительность, м^3/мин	Удельный расход мощности, $\frac{кВт}{м^3/мин}$	Удельный расход воды, л/м^3	Удельная металлоемкость, $\frac{кг}{м^3/мин}$
			Одноступенчатые			
2BD2085	1450	0,5	2,1	1,78	4,76	33.3
2BD2185	1450	0,5	2,9	1,75	4,48	26,2
2BA2185	1450	0,5	3,7	1,76	2,25	36,8
2BA2286	1450	0,5	5,2	2	2,88	39,4
2BA2386	1450	0,5	7,3	1,77	2,05	29,6
2BA3185	970	0,5	9,8	1,65	1,22	34,7
2BA3286	970	0,5	14	1,78	1,43	35
2BA3388	970	0,5	19,8	1,66	1,01	27,3
2BA5386	735	0,5	25	1,6	2	36,4
2BA5586	735	0,5	33,3	1,53	1,5	29,7
2BA6686	585	0,5	45	1,47	1,41	35,8
2BA7286	500	0,5	61,6	1,46	1,43	38,1
2BA7686	420	0,5	86,7	1,5	1,31	37,6
2BA8286	360	0,5	118	1,48	1,41	39
2BB8685	320	0,5	149	1,48	1,45	48,4
2BB9285	290	0,5	188	1,49	1,46	48,4
2BB9685	255	0,5	233	1,49	1,39	47,8
			Двухступенчатые			
2B2085	2930	5	1	14,8	24	77,6
2B2185	2930	5	2,17	10	11,1	41,5
2B4085	1470	5	4,83	11,4	10,4	113,87
2B4185	1470	5	9,66	8,8	8,63	63,1
2B6185	980	5	21,5	8,9	8,53	77,4

Параметры одноступенчатых, одноколесных компрессоров простого действия приведены на рис.1.31, характеристики нескольких компрессоров этого типа - на рис.1.32, характеристики компрессоров серии 2ВК2186 при различных частотах вращения ротора - на рис.1.33. При увеличении окружной скорости ротора степень повышения давления, при которой достигается максимальный КПД, возрастает.

Фирма "Siemens" рекламировала, а затем, по-видимому, сняла с производства водокольцевые компрессоры производительностью 25000 м^3/ч и отношением давлений 20.

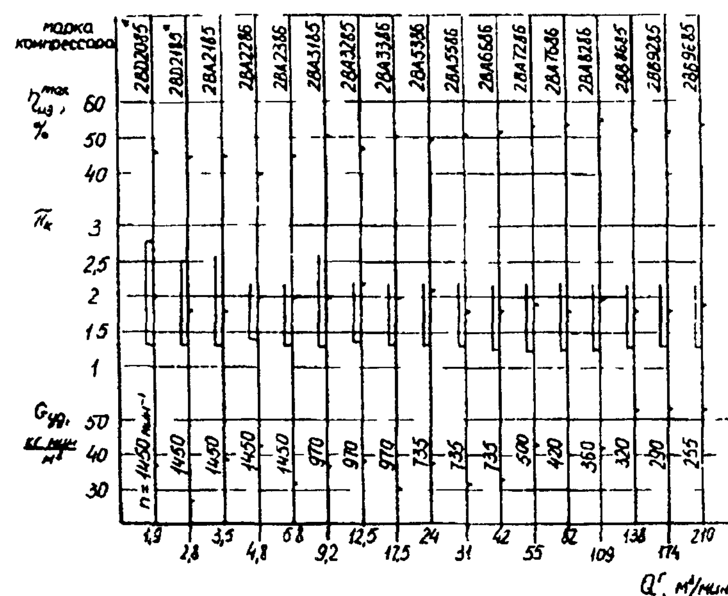


Рис.1.31. Параметры одноступенчатых, одноколесных компрессоров простого действия фирмы "Siemens"

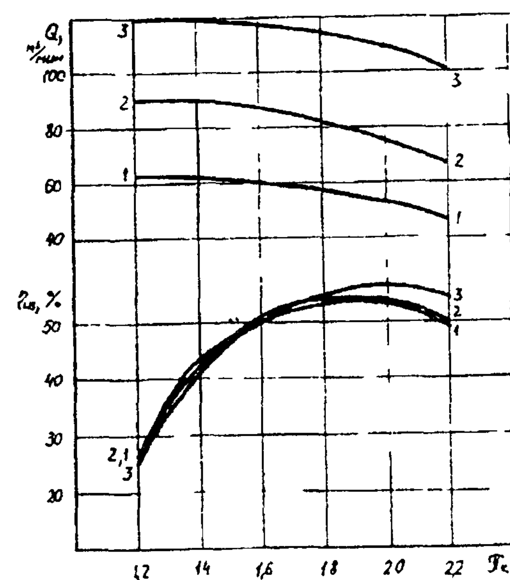


Рис.1.32. Характеристики машин фирмы "Siemens":

1- 2ВА7286; 2-2ВА7686; 3-2ВА8286

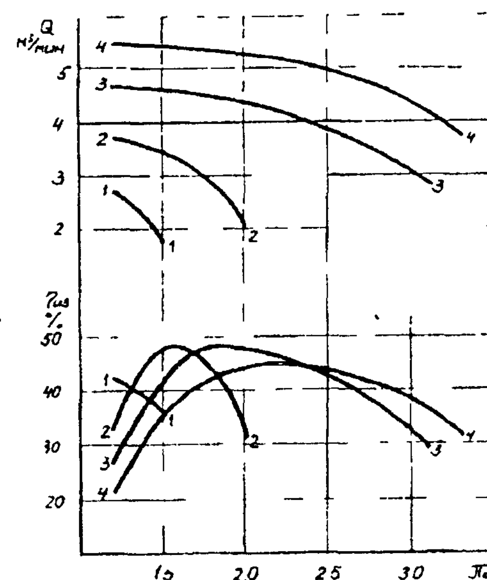


Рис.1.33. Характеристики машины 2ВК2186 при различных частотах вращения ротора :

1-970; 2-1160; 3-1450; 4-1740 (об/мин)

С 1976 года фирма выпускает пять типоразмеров вакуумных насосов серии 2BV в моноблочном исполнении (с фланцевым электродвигателем) производительностью от 0,3 до 2 м^3/мин. Ряд вакуумных насосов серий ВА и ВВ расширен за счет машин новых типоразмеров, а также разделен на три модификации по давлению всасывания: насосы с рабочим давлением до 110 мм рт.ст., до 25 мм рт.ст. и до 160 мм рт.ст., обозначенные соответственно цифрами 1, 2 и 7 (последняя цифра в обозначении типоразмера). В табл.1.6 приведены основные технические дан-

Таблица 1.6

Типоразмер	Частота вращения, об/мин	Производительность, м^3/мин
2ВА261	1450	4,03
2ВА262	1450	4,25
2ВА271	1450	6,11
2ВА272	1450	6,5
2ВА281	1450	8,15
2ВА282	1450	8,35
2ВА361	980	10,6
2ВА362	980	11,1
2ВА371	980	15,8
2ВА372	980	16,5
2ВА381	980	21
2ВА382	980	22
2ВА577	740	51,7
2ВА677	590	71,3
2ВА747	500	95,5
2ВА777	500	158
2ВА847	330	167
2ВВ762	420	103
2ВВ767	420	103
2ВВ777	420	133
2ВВ822	372	145
2ВВ827	372	143
2ВВ847	372	189
2ВВ877	330	237

ные этих водокольцевых вакуумных насосов. Удельные показатели высоковакуумных насосов различных модификаций фирмы "Siemens" представлены на рис.1.34.

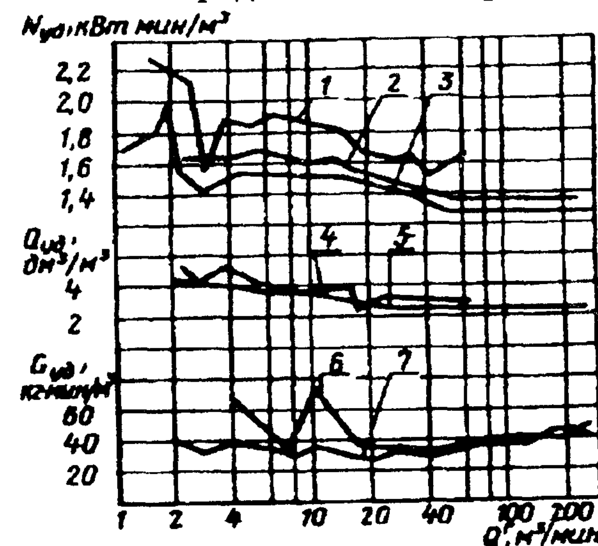


Рис.1.34. Удельные параметры вакуумных насосов фирмы "Siemens" :

1,4 - серия LP...hm для сухого воздуха (давление всасывания 160 мм рт.ст.); 2,5,6,7 - серии 2BB, 2BA, 2BD для сухого воздуха (давление всасывания 160 мм рт.ст.); 3 - серии 2BB, 2BA, 2BD для воздуха с относительной влажностью 100% (давление всасывания 160 мм рт.ст.)

В 80-е годы фирма стала производить вакуумные насосные агрегаты типа 2BW на базе жидкостнокольцевых насосов с замкнутой системой циркуляции рабочей жидкости, охлаждающейся в водяном или воздушном теплообменнике. Эти агрегаты, характеризующиеся незначительными утечками, могут использоваться для сжатия самых различных газов и паров, а также в качестве компрессоров. Вакуумные агрегаты выпускаются трех типоразмеров, в двух вариантах - с эжектором и без него. Рабочее давление в агрегате без эжектора - до 30 мм рт.ст., с эжектором - до 7,5 мм рт.ст. Производительность при давлении 150 мм рт.ст. - 25, 70, 115 м^3/ч. Агрегаты с эжектором имеют производительность при 20 мм рт.ст. - 7,35 и 57 м^3/ч.

1.4. 3. Жидкостнокольцевые машины фирмы "Sihi"

Фирма "Sihi" является одной из ведущих по производству жидкостнокольцевых машин. ЖВН фирмы "Sihi" имеют осевое газораспределение, выпускаются в одно- и двухступенчатом исполнении.

Фирма изготовляет следующие одноступенчатые вакуумные насосы:

⇒ консольные насосы серии LRM (4 типоразмера) на рабочее давление 60-760 мм рт.ст. производительностью от 0,07 до 1,7 м^3/мин;

⇒ насосы с открытым рабочим колесом серии LOH (3 типоразмера) на рабочее давление 110-75 мм рт.ст. производительностью от 0,05 до 0,97 м^3/мин;

⇒ насосы с двусторонним газораспределением серии LPH (17 типоразмеров) на рабочее давление 90-750 мм рт.ст. производительностью от 0,83 до 178 м^3/мин.

Привод насосов осуществляется непосредственно от асинхронного электродвигателя или через редуктор в зависимости от требуемой производительности. Насосы большой производительности (свыше 25 м^3/мин) имеют привод с редуктором, что позволяет использовать электродвигатель меньших габаритов и облегчить монтаж установки, а также получить оптимальные геометрию проточной части и окружные скорости.

Фирма "Sihi" выпускает 21 типоразмер двухступенчатых вакуумных насосов на более широкий диапазон производительности, чем другие фирмы (0,18-170 м^3/мин), на рабочее давление до 25 мм рт.ст. Среди них консольный вакуумный насос серии LRV с производительностью 0,5 м^3/мин при давлении 40 мм рт.ст., 3 типа насоса серии LOH с производительностью до 1 м^3/мин. По заявлению фирмы, выпускаемые ею вакуумные насосы могут быть использованы в качестве компрессоров без каких-либо изменений.

Фирма изготовляет одноступенчатые компрессоры LOH 20103 и LOH 20107 на избыточное давление до 1 кгс/см^2 производительностью 0,2-0,85 м^3/мин, а также 4 типоразмера двухступенчатых компрессоров, технические характеристики которых приведены в табл.1.7.

Таблица 1.7

Типоразмер	Частота вращения ротора, об/мин	Давление нагнетания (изб.), кгс/см^2	Производительность, м^3/мин	Удельная мощность, $\frac{кВт}{м^3/мин}$	Расход воды, л/мин
LOH 05501	1450	1,2	0,052	7,5	3,3
	1700	2,0	0,057	19,2	
LOH 25003	2800	1,2	0,200	6,0	6,7
	3400	2,0	0,200	12,0	10,0
LOH 25007	2800	1,2	0,450	5,1	6,7
	3400	2,0	0,500	9.0	10,0
LOH 25309	2900	0,8	0,770	3,5	5,0
	3500	1,2	0,960	4,6	13,3

За последние 20 лет параметры ЖКМ фирмы "Sihi" изменялись мало. Удельная мощность двухступенчатых вакуумных насосов осталась на прежнем уровне (1,4-1,6 кВт·мин/м^3 при дав-

лении всасывания 75-90 мм рт.ст. для машин производительностью более 2м^3/мин), для одноступенчатых вакуумных насосов серии LPH она снизилась с 1,5 - 1,6 до 1,3 - 1,4 кВт·мин/м^3 при давлении всасывания 300 мм рт.ст. (рис.1.35). Сравнение характеристик одно- и двухступенчатых вакуумных насосов позволяет определить предпочтительную область применения тех и других машин. При давлении всасывания ниже 150 мм рт.ст. двухступенчатые насосы экономичнее одноступенчатых.
Фирма "Sihi" является единственной из известных нам фирм, которая выпускает трех- и четырехступенчатые компрессоры. На рис.1.36 даны характеристики двух типов четырехступенчатых компрессоров.

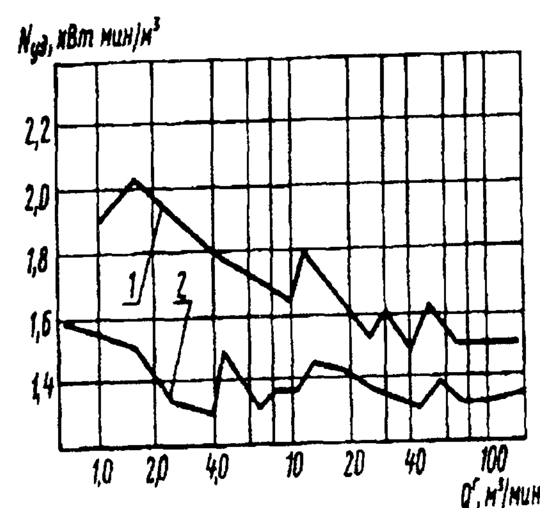


Рис.1.35. Удельная мощность одноступенчатых вакуумных насосов фирмы "Sihi" :

1 - при давлении всасывания 160 мм рт.ст.; 2 - при давлении всасывания 300 мм рт.ст.

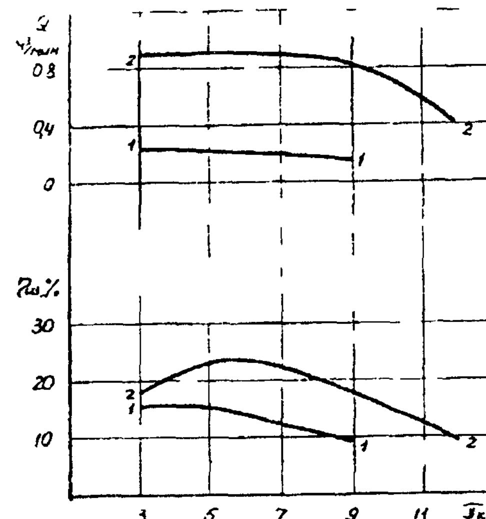


Рис.1.36. Характеристики 4-хступенчатых компрессоров фирмы "Sihi" :

1 - KLH-37202; 2 - KLH-47105

1.4. 4. Жидкостнокольцевые машины, выпускаемые другими немецкими фирмами

Наряду с указанными выше фирмами, ЖКМ выпускают еще несколько фирм Германии, среди них - фирма "Wedag". Машины фирмы "Wedag" одноступенчатые, простого действия и имеют осевое газораспределение. Высоковакуумные насосы серии LH отличаются от низковакуумных серии L, по-видимому, лишь формой окон газораспределительных дисков. Удельные параметры вакуумных насосов серии L представлены на рис.1.37.

С 1968 года фирма начала выпускать воздушные эжекторы, применяемые с насосами серии LH. Агрегаты серии LHG, в состав которых входят насос и эжектор, имеют рабочее давление до 8 мм рт.ст. при производительности около 75% от производительности насоса. Характеристики вакуумных насосов разных серий приведены на рис.1.38.

Компрессоры фирмы "Wedag" серии LKS по конструкции аналогичны компрессорам серии LK, но их роторы имеют более высокую частоту вращения (960 вместо 730 об/мин). Параметры одноступенчатых компрессоров простого действия приведены на рис.1.39; характеристики некоторых из этих компрессоров - на рис.1.40 и характеристики компрессора LK134 при различных частотах вращения - на рис.1.41.

В результате модернизации ЖКМ, проведенной фирмой"Wedag", удельные параметры машин изменились незначительно, производительность возросла и улучшен дизайн.

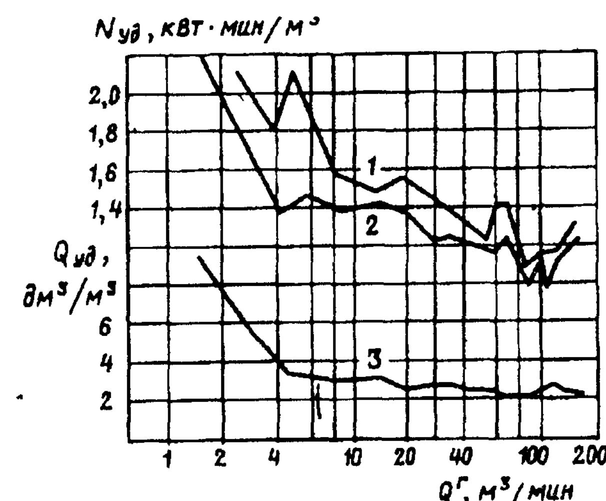


Рис.1.37. Удельные параметры вакуумных насосов серии L фирмы "Wedag" :

1 - удельная мощность при давлении всасывания 150 мм рт.ст.; 2 - удельная мощность при давлении всасывания 300 мм рт.ст., 3 - удельный расход воды при давлении всасывания 300 мм рт.ст.

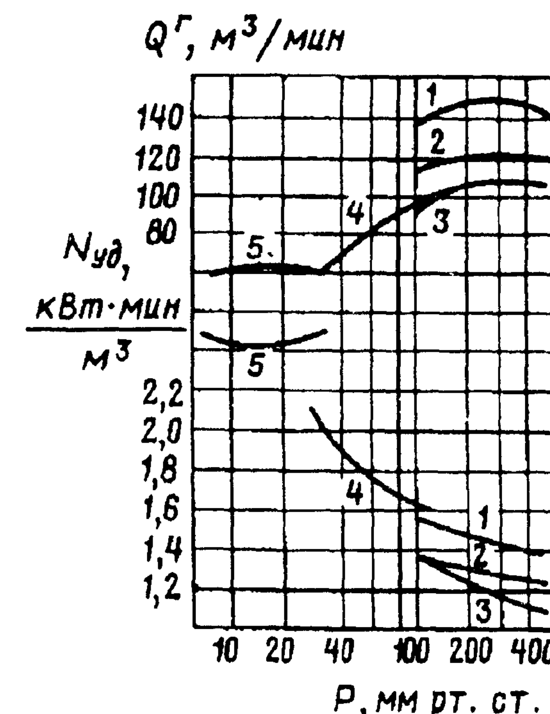


Рис.1.38. Характеристики вакуумных насосов фирмы "Wedag" :

1,2,3 - модель L 134 при частотах вращения ротора, соответственно, 580, 500, 435 об/мин; 4 - модель LH 134 (500 об/мин); 5 - насосный агрегат модели LHG 134 (500 об/мин)

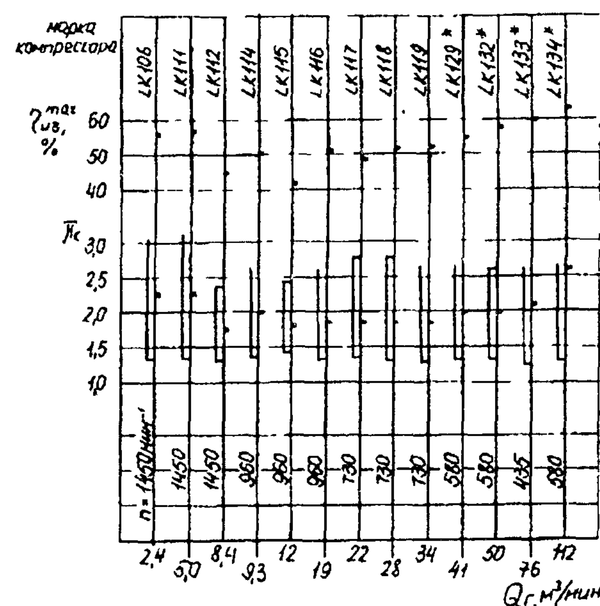


Рис.1.39. Параметры одноступенчатых компрессоров простого действия фирмы "Wedag"

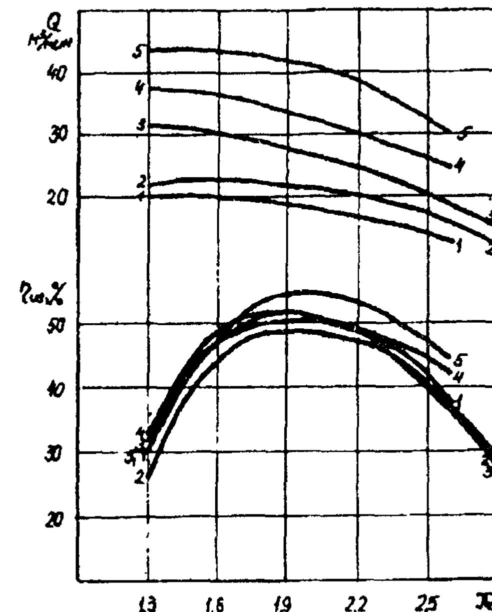


Рис.1.40. Характеристики машин фирмы "Wedag" :

1-LK116; 2-LK117; 3-LK118; 4-LK119: 5-LK129*

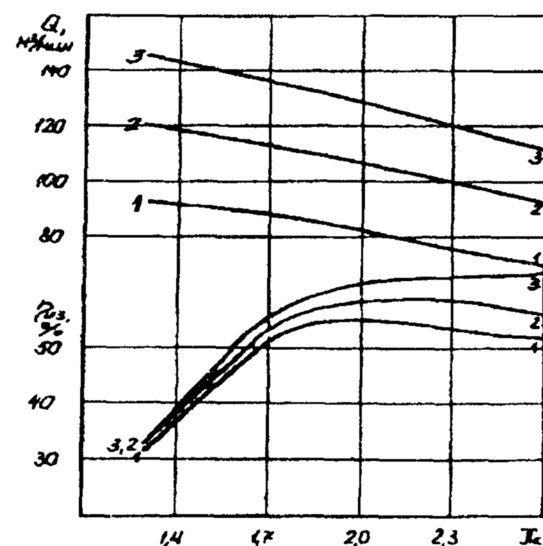


Рис.1.41. Характеристики машины LK134 на различных частотах вращения ротора

Технические характеристики модернизированных машин представлены в табл. 1.8.

С 1977 г. фирма "Wedag" начала выпуск моноблочных вакуумных насосов серии BL220 с фланцевым электродвигателем. Отличительной особенностью этих насосов является использование водоотделителя в качестве опорной рамы, а также наличие системы автоматического регулирования подачи жидкости. Вакуумные насосы BL220 имеют производительность 2,5; 3,2; 3,9 м^3/мин и предназначены для давления до 120 мм рт.ст., удельная мощность - приблизительно равна 1,9 кВт·мин/м^3.

Таблица 1.8

Серия машины	Производительность, м^3/мин	Рабочее давление	Количество типоразмеров
Вакуумные насосы			
L1	1,0-150	До 100 мм рт.ст.	15
LH1	2,1-100	До 30 мм рт.ст.	14
LHG1	1,5- 61	25-8 мм рт.ст.	14
Компрессоры			
LK1	2,5-145	До 2 кгс/см^2	14
LKS1	2,5- 4,4	До 3 кгс/см^2	3

Жидкостнокольцевые вакуумные насосы фирмы "Aerzen" единой серии *Alpha-AL* появились на мировом рынке относительно недавно. Под маркой *Alpha* выпускаются машины номинальной производительностью от 1,3 до 50 м^3/мин, под маркой *AL* - от 70 до 140 м^3/мин. Конструктивно машины фирмы "Aerzen" аналогичны машинам фирмы "Siemens". Основное отличие машин *Alpha* - наличие торцевого уплотнения, что позволило уменьшить их длину.

Технические характеристики вакуумных насосов фирмы при давлении всасывания 150 мм рт.ст. приведены в табл.1.9. Минимальное рабочее давление всех машин - 30 мм рт.ст. Если привод насоса осуществляется через редуктор, то частота вращения ротора может быть различной (от трех до шести вариантов), а производительность - изменяться от 0,8-1,1 до 175 м^3/мин. При незначительном переоборудовании насосы серии *Alpha-AL* могут быть использованы в качестве компрессоров.

Фирма "K.Ley" под маркой Levac выпускает 4 типоразмера вакуумных насосов серии STW производительностью от 4,3 до 16 м^3/мин.

Фирма "Grassel" изготовляет 10 типоразмеров вакуумных насосов серии WRP на давление всасывания до 30 мм рт.ст. производительностью от 3 до 63 м^3/мин и 9 типоразмеров компрессоров на давление до 1,5 кгс/см^2 производительностью от 2,5 до 64 м^3/мин. Вакуумные насосы серии WRP выпускаются также с эжекторами на давление всасывания до 5 мм рт.ст.

Фирма "Friedrichsfeld" производит консольные жидкостнокольцевые вакуумные насосы 7 типоразмеров и компрессоры 6 типоразмеров серии LP простого действия с осевым газораспределением.

Таблица 1.9

Типо-размер	Частота вращения, об/мин	Производи тельность, м^3/мин	Удельный расход мощности, $\frac{кВт}{м^3/мин}$	Удельный расход воды, л/м^3	Удельная металло-емкость, $\frac{кг}{м^3/мин}$
Alpha 01	1410	1,20	2,65	7,50	50,0
02	1450	2,03	2,05	4,38	32,0
03	1450	2,78	1,60	4,14	25,2
04	1450	3,79	1,69	5,36	42,2
05	1450	5,74	1,71	4,36	34,0
07	1450	7,53	1,65	3,65	27,2
10	970	9,70	1,62	3,51	38,1
14	970	14,30	1,66	2,94	33,6
20	970	19,80	1,57	2,52	28,3
30	735	27,70	1,50	2,42	33,2
40	735	36,00	1,44	2,28	28,6
50	585	49,00	1,35	2,44	31,0
AL 70	500	66,5	1,42	2,48	38,5
100	420	94,6	1,31	2,33	36,8
140	360	126,7	1,37	2,45	46,1

Жидкостнокольцевые машины нескольких типов выпускает фирма "Hesse". Технические характеристики вакуумных насосов этой фирмы приведены в табл.1.10. Машины серий 711 и 712, используемые в качестве компрессоров, имеют обозначение 711К и 732 соответственно. Их номинальное давление нагнетания (изб.) - 1,5 кгс/см^2. На давление всасывания ниже 160 мм рт.ст. выпускаются насосы серии RV специального исполнения. Нагнетательные окна этих насосов снабжены шариковыми клапанами Наиболее эффективны эти машины при давлениях 110-40 мм рт.ст. Шесть моделей машин серии RV производительностью от 17 до 43 м^3/мин используются в качестве компрессоров (RV... k) при номинальном давлении нагнетания (изб.) 0,8 кгс/см^2. ЖК фирмы "Hesse" также выпускаются отдельной серией 733-736, включающей 12 типоразмеров производительностью от 17 до 50 м^3/мин на номинальное давление нагнетания (изб.) 1,5 кгс/см^2.

Таблица 1:10

Серия	Количество типоразмеров	Номинальное давление всасывания, мм рт.ст.	Производительность, м^3/мин	Примечание
711; 712	5	160	0,26-1,83	Одноступенчатые, с осевым газораспределением
L	2	60	0,33-0,53	Двухступенчатые, с осевым газораспределением
RV	14	160	2,20-50	Одноступенчатые, с осевым газораспределением

Машины фирмы "Hesse" отстают от современного уровня ЖКМ по такому важному показателю, как удельный расход воды.

1.4. 5. Жидкостнокольцевые машины английских фирм

Фирма "Pepvac" выпускает одно- и двухступенчатые жидкостнокольцевые вакуумные насосы и одноступенчатые компрессоры простого действия с осевым газораспределением. Технические характеристики ЖВН фирмы приведены в табл.1.11, их удельные показатели представлены на рис.1.42. При падении давления всасывания ниже 300 мм рт.ст. удельные показатели вакуумных насосов резко ухудшаются. Двухступенчатые вакуумные насосы производительностью от 0,55 до 28 м^3/мин могут быть снабжены воздушным эжектором, имеющим рабочее давление 30-5 мм рт.ст. и предельное остаточное давление 4 мм рт.ст. Производительность насоса с эжектором составляет около 50% производительности насоса в точке подключения эжектора. В табл. 1.12 приведены технические параметры компрессоров фирмы "Pepvac". Привод ЖКМ фирмы "Pepvac"осуществляется непосредственно от электродвигателя.

Фирма "Alley" изготовляет одно- и двухступенчатые ЖВН с осевым газораспределением. Одноступенчатые вакуумные насосы серий SS (12 типоразмеров) и LSS (7 типоразмеров) имеют производительность от 0,22 до 61 м^3/мин и рабочее давление до 150 мм рт.ст. Двухступенчатые вакуумные насосы серий TS (12 типоразмеров) и LTS (6 типоразмеров) при давлении всасывания 160-25 мм рт.ст. обеспечивают производительность 0,22-53 м^3/мин.

Таблица 1.11

Типоразмер	Производительность, м³/мин	Давление всасывания, мм рт. ст.	Количество типоразмеров	Число ступеней
FHV 10	0,19-0,85	до 110	4	Одноступенчатые
FHV 12 FHV 20	0,25-1,20	до 30	4	Двухступенчатые
FV 21 FV 31 FV 51 FV 61 FV 71	0,20-26,0	до 160	16	Одноступенчатые
FV 81	33,00-62,0	до 160	4	Одноступенчатые Двухрядные
FV 02 FV 12	0,028-0,075	160-60	2	Одноступенчатые
FV 22	0,23-0,55	160-30	2	Двухступенчатые
FV 32 FV 42 FV 52	0,95-7,30	160-25	7	Двухступенчатые
FV 62 FV 72 FV 82	9,00-5,3	160-30	8	Двухступенчатые

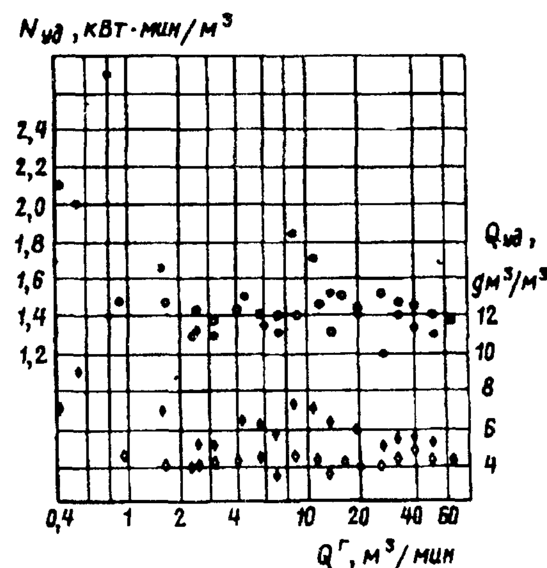


Рис.1.42. Удельные параметры вакуумных насосов фирмы "Pepvac":

○- удельная мощность одноступенчатых машин при давлении всасывания 400 мм рт.ст.;

• - удельная мощность двухступенчатых машин при давлении всасывания 60 мм рт.ст.;

◊ - удельный расход воды одноступенчатых машин при давлении всасывания 400 мм рт.ст.;

♦ - удельный расход воды двухступенчатых машин при давлении всасывания 60 мм рт.ст.

Из характеристик вакуумных насосов фирмы "Alley", показанных на рис.1.43, следует, что двухступенчатые вакуумные насосы при давлениях ниже 150-160 мм рт. ст. более экономичны, чем одноступенчатые. Если по удельной мощности вакуумные насосы фирмы "Alley", особенно двухступенчатые, имеют довольно высокие качественные показатели, то по удельному расходу жидкости они уступают лучшим современным образцам.

Таблица 1.12

Типоразмер	Производительность, м³/мин	Избыточное давление нагнетания, кгс/см²	Количество типоразмеров
FHC 10	0,19-0,7	до 1,0	4
FHC 122	0,21	до 2,0	1
FHC 208	1,00	до 1,0	1
FC 21	0,22-0,5	до 0,6	2
FC 31	0,85-2,0	до 0,8	3
FC 51 FC 61 FC 71 FC 81	1,90-50	до 1,2	14

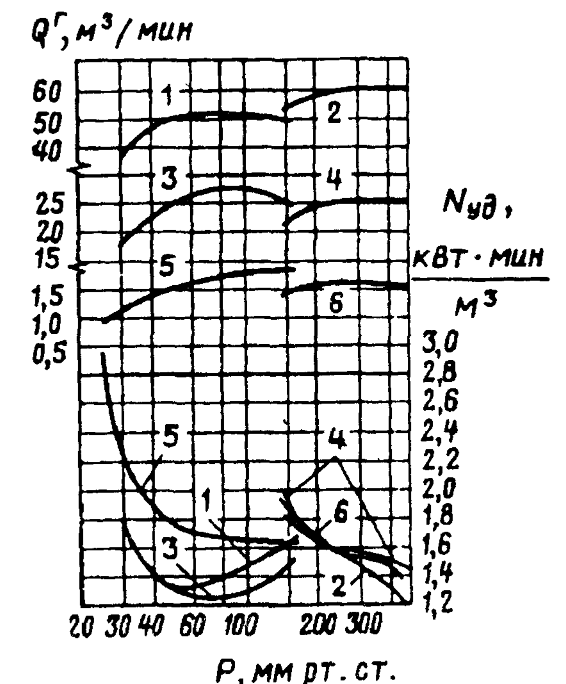


Рис.1.43. Характеристики вакуумных насосов фирмы "Alley":

1 - модель LTS 55 (735 об/мин);
2 - модель LSS 45 (735 об/мин);
3 - модель LTS 52 (960 об/мин);
4 - модель LTS 42 (960 об/мин);
5 - модель TS 23 (1450 об/мин);
6 - модель SS 4 (1450 об/мин)

Для вакуумных насосов *Alley* средней и большой производительности характерным признаком является высокая частота вращения приводного вала. Так, вакуумный насос производительностью 12 м³/мин имеет частоту вращения вала 1450 об/мин, производительностью порядка 25 м³/мин - 960 об/мин, производительностью 50 и 60 м³/мин - 740 об/мин. Привод всех машин осуществляется непосредственно от асинхронного электродвигателя. В качестве компрессоров машины *Alley* могут работать при давлениях до 2,1 кгс/см².

Фирма "Hick Hargreaves" выпускает жидкостнокольцевые

вакуумные насосы и компрессоры марки Sihi-Hivac. Вакуумные насосы Sihi-Hivac выпускаются одно- и двухступенчатыми. Одноступенчатые машины (12 моделей) производительностью от 2,8 до 62 м³/мин предназначены для работы при давлениях до 150 мм рт.ст., двухступенчатые (12 моделей) производительностью от 3,1 до 53 м³/мин - при давлениях 175-28 мм рт.ст. Фирма изготовляет также агрегаты, состоящие из двухступенчатого вакуумного насоса и воздушного или парового эжектора. Воздушный эжектор имеет номинальное давление 20 мм рт.ст. и предельное остаточное давление около 8 мм рт.ст. Его производительность составляет 70-80% от максимальной производительности насоса.

Компрессоры *Sihi-Hivac* серии К выпускаются 12 типоразмеров на избыточное давление до 1,05 кгс/см² и производительность 1,4 - 56,6 м³/мин. Эти машины обычно имеют непосредственный привод от электродвигателя, но могут быть также снабжены и клиноременной передачей.

Фирма "Sisson" выпускает ряд одноступенчатых вакуумных насосов простого действия с осевым газораспределением, состоящий из 10 машин производительностью от 1,1 до 41 м³/мин. Рабочее давление до 100 мм рт.ст. По удельному расходу воды (1,5-2,5 л/м³) вакуумные насосы фирмы "Sisson" находятся на достаточно высоком уровне, однако они не обеспечивают большого вакуума.

1.4. 6. Жидкостнокольцевые машины других зарубежных фирм

Французская фирма "Neyrpic" производит жидкостнокольцевые вакуумные насосы и компрессоры различных типов двойного действия с радиальным газораспределением. Высоковакуумные насосы сохраняют откачивающую способность при давлении всасывания 10 мм рт.ст., тогда как машины двойного действия фирмы "Nash" при нулевой производительности имели остаточное давление около 50 мм рт.ст. В ЖКМ фирмы "Neyrpic", по-видимому, применяются цилиндрические газораспределительные втулки в отличие от газораспределительных конусов ЖКМ с радиальным газораспределением других фирм (в частности, фирмы "Nash"). В сочетании с высокой точностью изготовления и удачным расположением окон это позволяет избавиться от "мертвого пространства", повысив тем самым максимальное значение вакуума. Отличительной особенностью ЖКМ фирмы "Neyrpic" является также низкое значение удельной занимаемой площади установки. Это достигается за счет расположения высокооборотного электродвигателя на раме, монтируемой на корпусе машины. Привод от электродвигателя осуществляется через клиноременную передачу. Нагнетательные и всасывающие патрубки расположены горизонтально.

Характеристики ЖКМ фирмы "Neyrpic" за последние годы практически не изменились, однако появились вакуумные насосы и компрессоры серий M, B, NS, CNS более высокой производительности. Так, наряду с выпускавшимися ранее вакуумными насосами NS производительностью до 93 м³/мин изготовляются насосы NS400 производительностью 375 м³/мин при давлении всасывания 300 мм рт.ст. Новыми разработками фирмы являются также титановые и графитовые вакуумные насосы и компрессоры. Технические характеристики вакуумных насосов фирмы "Neyrpic" приведены в табл.1.13, а характеристики компрессоров - в табл.1.14.

Таблица 1.13

Серия	Количество типоразмеров	Давление всасывания, мм рт. ст.	Производительность, м³/мин
BB	3	250-10	0,95-6,6
NN	5	610-110	1,00-6,8
P	5	300-10	1,00-9,0
M	7	610-110	1,05-10,3
N	14	610-110	8,00-145,0
BA	9	600-50	6,50- 90,0
B	10	250-10	6,20-135,0
NS	6	650-150	22,50-438,0
GR	3	600-200	1,40-5,5
NN TITANE	2	600-100	2,00-6,0
EP	3	10-0,5	10,00-130,0

Таблица 1.14

Серия	Количество типоразмеров	Избыточное давление нагнетания, кгс/см²	Производительность, м³/мин
CNN	5	0-3,0	0,9-7,8
C	6	0-1,0	1,0-9,0
CN	15	0-2,0	7,1-190,0
CNS	4	0-1,0	54,0-456,0
CGR	3	0-2,5	1,9-5,1
CNN TITANE	2	0-2,5	1,8-5,6

Удельные параметры вакуумных насосов фирмы "Neyrpic" показаны на рис.1.44. Сравнивая вакуумные насосы одной производительности для различного рабочего давления (рис.1.45), можно выбрать наиболее экономичную машину для обеспечения требуемого вакуума. Для получения давления всасывания меньше 10 мм рт.ст. фирма "Neyrpic" изготовляет вакуумные установки серии EP, состоящие из водокольцевого вакуумного насоса

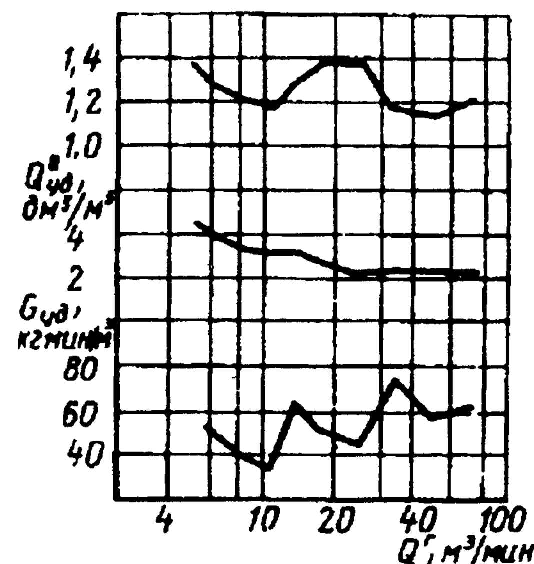


Рис.1.44. Удельные параметры вакуумных насосов серии BA при давлении всасывания 150 мм рт.ст.

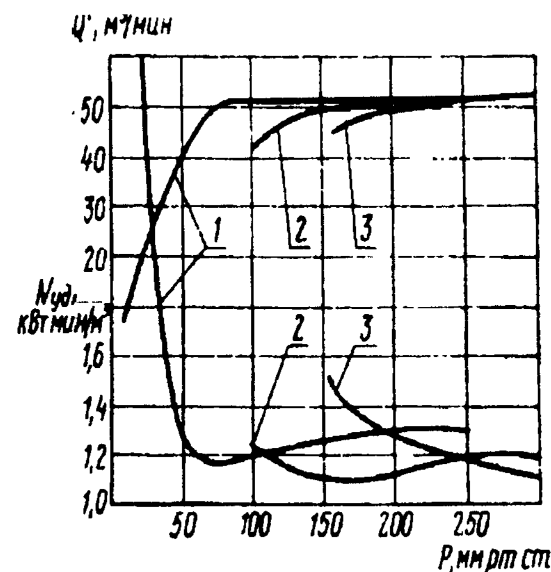


Рис.1.45. Характеристики вакуумных насосов фирмы "Neyrpic":

1-модель B15; 2-модель BA14; 3-модель NE14

с одно- или двухступенчатым паровым эжектором с промежуточным конденсатором. Установка EP4, имеющая производительность 50 м^3/мин при давлении 1 мм рт.ст., потребляет 140 кг/ч пара с давлением 5 атм и 10 м^3/ч охлаждающей воды.

ЖКМ другой французской фирмы "Hibon" по конструкции близки машинам фирмы "Siemens". Фирма "Hibon" выпускает одноступенчатые вакуумные насосы простого действия с осевым газораспределением. Привод осуществляется непосредственно от асинхронного электродвигателя или через клиноременную передачу. В 70-е годы фирма провела модернизацию: вакуумные насосы серии HFP были заменены насосами серии AL, в результате чего снизилась удельная мощность ряда машин, уменьшились расход жидкости и удельная металлоемкость. Удельные параметры вакуумных насосов приведены на рис.1.46. Вакуумные насосы серии AL выпускаются 15 типоразмеров на давление всасывания от 600 до 30 мм рт.ст. и производительность от 1,28 до 133 м^3/мин.

Фирма "Baudot Hardoll" изготовляет одно- и двухступенчатые ЖВН и ЖК, воздушные эжекторы, вакуумные установки с использованием машин различного типа. Технические характеристики вакуумных насосов фирмы "Baudot Hardoll" представлены в табл.1.15. По своей экономичности вакуумные насосы этой фирмы находятся на невысоком уровне. Двухступенчатые машины серии RC могут быть снабжены воздушным эжектором типа E7. Производительность насоса с эжектором при давлении 4-20 мм рт. ст. составляет 40-60% от производительности насоса в точке подключения эжектора.

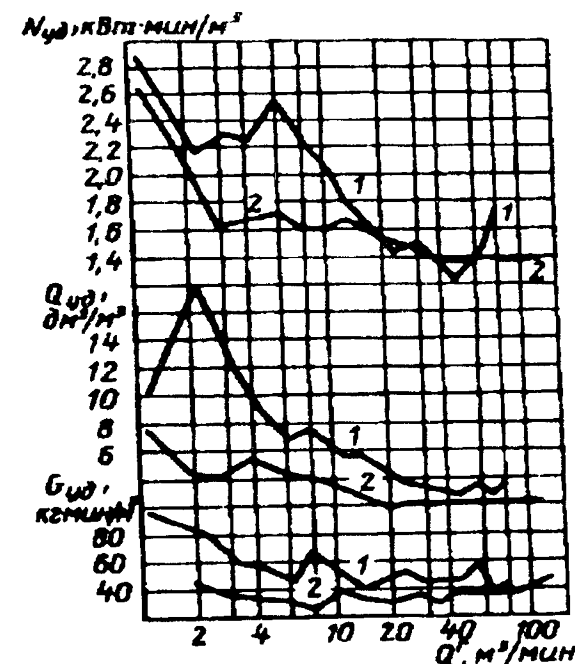


Рис.1.46. Удельные параметры вакуумных насосов фирмы "Hibon" при давлении всасывания 160 мм рт.ст. :

1- серия NFP; 2- серия AL

Таблица 1.15

Серия	Производительность, м^3/мин	Давление всасывания, мм рт. ст.	Количество типоразмеров	Число ступеней
RE	0,14-10,3	До 160	10	Одноступенчатые
RE1	0,22-0,5	360-25	2	Двухступенчатые
RC	0,97-10,0	360-25	9	Двухступенчатые
RA	10,0-62,0	До 30	7	Одноступенчатые

Фирма выпускает компрессоры девяти моделей (четыре одноступенчатых и пять двухступенчатых) производительностью от 0,23 до 2,8 м^3/мин. Одноступенчатые компрессоры работают при избыточном давлении до 0,8-1,2 кгс/см^2, двухступенчатые - до 0,1-2 кгс/см^2. Фирма "Baudot Hardoll" производит также вакуумные агрегаты, состоящие из жидкостнокольцевых насосов с паровыми эжекторами на давление 0,5-0,1 мм рт.ст.

Японская фирма "Awamura" - единственная из известных нам фирм выпускает ЖКМ принципиально отличных конструктивных схем: с радиальным газораспределением двойного действия и с осевым газораспределением простого действия. Тех-

нические характеристики вакуумных насосов с радиальным газораспределением приведены в табл.1.16. Как по удельной мощности, так и по расходу воды насосы серии ANV находятся на низком техническом уровне. Агрегаты на базе вакуумного насоса серии ANV-K с воздушным эжектором серии AAE имеют производительность на 50% ниже производительности насоса и предельное остаточное давление не менее 12 мм рт.ст. Фирма производит также компрессоры серии ANC на давление нагнетания до 7 кгс/см^2. Компрессор, работающий при этом давлении, обеспечивает производительность 1,5 м^3/мин при мощности 22 кВт; частота вращения ротора - 3450 об/мин.

Таблица 1.16

Серия	Производительность, м^3/мин	Давление всасывания, мм рт. ст.	Число машин ряда
ANV-P (консольный)	0,5-2,3	560-160	4
ANV-H	2,3-60,0	360-110	10
ANV-K	2,1-50,0	160-50	10
ANV-L	2,2-30,0	660-360	8
AAE-ANV-K	1,0-22,0	60-20	10

В 1975 г. фирма "Awamura" начала выпуск ЖВН и ЖК с осевым газораспределением серии *Sonit*. Ряд вакуумных насосов моделей Sonit-V состоит из 14 машин производительностью свыше 2,7 м^3/мин; рабочее давление - до 60 мм рт.ст. Привод осуществляется непосредственно от электродвигателя или через редуктор. Меняя частоту вращения ротора насоса , можно получить 31 значение производительности. Мощность электродвигателя насоса модели *Sonit-V* значительно меньше, чем мощность электродвигателя насосов серии ANV. Достаточно низок у машин серии *Sonit* и удельный расход жидкости. В качестве важного преимущества новых машин фирма указывает также более низкий уровень шума по сравнению с машинами серии ANV. Поскольку вакуумные насосы серии *Sonit* лучше работают в области низких давлений, агрегаты на базе насосов серии *Sonit* с эжектором имеют более высокие показатели, чем на базе насосов серии ANV-K. Удельные параметры вакуумных насосов фирмы "Awamura" представлены на рис.1.47.

Большое количество специальных вакуумных насосов и компрессоров фирмы "Awamura", выполненных из нержавеющей

стали предназначены для работы в химической и нефтехимической промышленности.

Другая японская фирма "Unozawa" выпускает жидкостнокольцевые вакуумные насосы с радиальныи газораспределением двойного действия. Насосы серии SRU трех типоразмеров (вертикальные с односторонним всасыванием) имеют производительность от 0,19 до 0,69 м^3/мин; насос серии SRI (консольного типа) - производительность 1,33 м^3/мин при частоте вращения вала 1450об/мин и 1,8 м^3/мин при 1750 об/мин; насосы серии SRC девяти типоразмеров (с двухсторонним всасыванием) - производительность от 2,9 до 150 м^3/мин. Давление всасывания всех насосов - до 160 мм рт.ст.

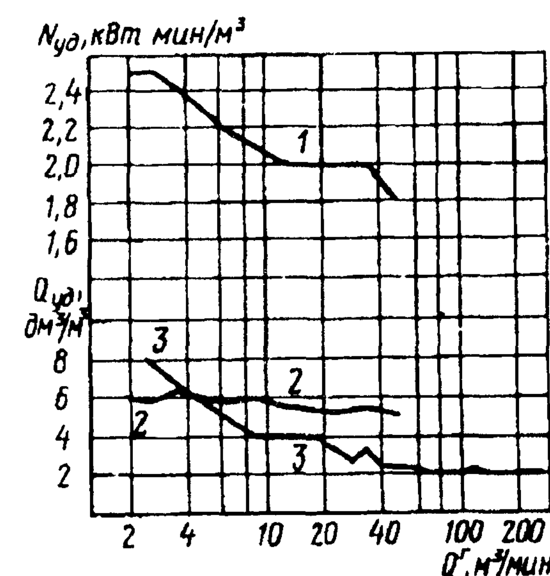


Рис.1.47. Удельные параметры вакуумных насосов фирмы "Awamura" при давлении всасывания 160 мм рт.ст. :

1,2 - серия ANV-H, 3 - серия Sonit

Насосы серии SRC имеют объединенный патрубок, но могут снабжаться раздельными входами: двумя (модификация SRD) или четырьмя (модификация SRE). Насосы модели SRD выпускаются производительностью 85 и 150 м^3/мин, а модели SRE - только 150 м^3/мин. Привод насосов серии SRC может осуществляться непосредственно от электродвигателя и через клиноременную передачу. Расход воды у насосов средней и большой производительности - 2,5-3 л/м^3.

Американская фирма "Sullair", широко специализирующаяся на выпуске винтовых компрессоров, в качестве изготовителя ЖВН стала известна сравнительно недавно. Она выпускает одно- и двухступенчатые ЖВН с осевым газораспределением; уплотняющая среда - вода или масло. Насосы приводятся непосредственно от электродвигателя и вместе с ним монтируются на раме. Вакуумные насосы серии SL общепромышленного назначения выпускаются одноступенчатыми (10 моделей) и двухступенчатыми (11 моделей). Корпуса и разделительные диски изготовлены из чугуна, колеса - из бронзы, а валы - из нержавеющей стали. Одноступенчатые насосы имеют производительность от 0,42 до 28 м^3/мин при давлении всасывания до 125 мм рт.ст., а двухступенчатые - ту же производительность при вакууме до 25 мм рт.ст.

На базе жидкостнокольцевых насосов серии SL фирма

"Sullair" выпускает установки серии SCS, предназначенные для централизованных вакуумных систем. Установки комплектуются одним или несколькими одно- или двухступенчатыми вакуумными насосами с электроприводами. Все оборудование монтируется на общей раме. В состав установки входят циркуляционная система снабжения уплотняющей водой и приборный щит контроля и управления. На нагнетательной линии вакуумных насосов устанавливаются сепараторы - глушители шума. В состав установки входит также вертикальный ресивер. Установки мощностью до 25 л.с. (одноступенчатые) и мощностью до 10 л.с. (двухступенчатые) монтируются на горизонтальном ресивере. Все установки поставляются готовыми к эксплуатации (после присоединения к электросети и сети водоснабжения).

Фирма производит также маслозаполненные установки серии SVS, которые при высоком вакууме обеспечивают увеличение производительности в 1,5 раза по сравнению с водокольцевыми вакуумными насосами. В установку серии SVS входят: одноступенчатый (9 типоразмеров) или двухступенчатый (8 типоразмеров) насос, электродвигатель, теплообменники типа воздух-масло или вода-масло, масляный насос, маслосборник с двухступенчатым отделителем масла, приборы, трубопроводная обвязка. Все оборудование монтируется на раме и готово к эксплуатации.

Выпускаемые фирмой "Sullair" вакуумные насосы серии LP имеют производительность от 1 до 13 м^3/мин при давлении всасывания до 160 мм рт.ст., а компрессоры серии LP - производительность от 0,8 до 10 м^3/мин при избыточном давлении нагнетания 2 кгс/см^2. Вакуумные насосы и компрессоры этой фирмы характеризуются невысокими показателями.

В Австрии жидкостнокольцевые машины выпускают две фирмы - "Voith" и "Ochsner". Фирма "Voith" специализируется на выпуске водокольцевых вакуумных насосов с радиальным газораспределением. Машины производительностью свыше 6,2 м^3/мин - двойного действия и приводятся через клиноременную передачу. Общее число моделей выпускаемых машин - 12, причем все они могут иметь две различные скорости вращения. Производительность всего ряда машин от 2,1 до 140 м^3/мин. Благодаря низким окружным скоростям насосы отличаются небольшой удельной мощностью при давлении всасывания выше 300 мм рт.ст., но имеют большие удельные металлоемкость и площадь. При уменьшении давления резко увеличивается количество потребляемой жидкости. Предельное остаточное давление, достигаемое данными насосами, не ниже 75 мм рт.ст.

Фирма "Ochsner" с 1964 г. выпускает вакуумные ЖКМ от небольших (производительностью 0,04 м^3/мин) до достаточно крупных (производительностью 60 м^3/мин). Вакуумные насосы фирмы имеют осевое газораспределение. Насосы производительностью до 1,5 м^3/мин выпускаются одно- и двухступенчатыми. Предельное остаточное давление одноступенчатых насосов - 150-180 мм рт.ст., двухступенчатых - 20-75 мм рт.ст. Вакуумные насосы производительностью свыше 3 м^3/мин выпускаются одноступенчатыми и имеют предельное остаточное давление 20 - 30 мм рт.ст. К середине 70-х годов фирма заменила большинство старых машин (из 25 моделей вакуумных насосов продолжается выпуск только 7 моделей). По последним известным нам данным, не выпускаются машины производительностью меньше 0,25 м^3/мин, увеличена быстроходность машин (насосы производительностью менее 2 м^3/мин имеют частоту вращения приводного вала 2900 об/мин вместо 1450 об/мин). Увеличение числа типоразмеров насосов достигнуто фирмой за счет создания двухпоточной конструкции, т.е. параллельного включения двух вакуумных насосов. При этом на одном валу расположены два (одноступенчатые насосы) или четыре (двухступенчатые насосы) рабочих колеса. Корпусные детали насосов максимально унифицированы. Параллельное включение вакуумных насосов позволило расширить ряд машин по производительности до 140 м^3/мин. Технические характеристики насосов фирмы "Ochsner" приведены в табл.1.17.

Таблица 1.17

Параметры	Одноступенчатые		Двухступенчатые	
	одно-поточные	двух-поточные	одно-поточные	двух-поточные
Производительность, м^3/мин	0,25-12,25 14,20-70,0	1,87-2,37 93,3-140,0	0,28-13	1,95-2,45
Давление всасывания, мм рт.ст.	До 110 До 30	До 110 До 30	До 25	До 25
Количество типоразмеров	11 9	2 3	11	2

По удельным параметрам вакуумные насосы фирмы уступают аналогичным образцам ведущих зарубежных фирм. Компрессоры фирмы "Ochner" имеют давление нагнетания 1,5 кгс/см^2 (одноступенчатые) и 4 кгс/см^2 (двухступенчатые).

В составе концерна "Sulzer" (Швейцария) на выпуске ЖКМ специализируются фирмы "Burckhardt" и "Bell". Фирма "Burckhardt" производит жидкостнокольцевые машины свыше

пятидесяти лет. Вакуумные насосы и компрессоры фирмы имеют осевое газораспределение. Войдя в состав концерна, фирма начала специализироваться на изготовлении ЖКМ малой производительности, отказавшись от выпуска двухступенчатых машин. Фирма "Burckhardt" продолжает выпуск компрессоров серии РЕ производительностью до 13 м^3/мин, освоено производство компрессоров серий РМК и PMSK фланцевого исполнения и вакуумных насосов серий РМН и PMSH с приводом через муфту. Вакуумные насосы (12 типоразмеров) при давлении всасывания до 30 мм рт.ст. имеют производительность от 0,3 до 13 м^3/мин; компрессоры ту же производительность обеспечивают при абсолютном давлении нагнетания до 5 кгс/см^2. Новые машины фирмы имеют меньшие габариты, расход воды и массу.

Фирма "Burckhardt" выпускает также вакуумные насосные агрегаты. Агрегат Apovac, имеющий замкнутую систему циркуляции рабочей жидкости, включает в себя , помимо насоса РМН (или PMSH), водосборник, циклон, жидкостный и газовый холодильники. Он может быть снабжен и газовым эжектором, который позволяет снизить предельное давление до 4 мм рт.ст.

Фирма "Bell" выпускает машины средней и большой производительности, в том числе: 10 типоразмеров компрессоров серии ЕК на абсолютное давление до 3 кгс/см^2 производительностью от 6 до 167 м^3/мин, 3 типоразмера компрессоров серии FK на абсолютное давление до 4 кгс/см^2 производительностью от 2,5 до 6,6 м^3/мин, 10 типоразмеров вакуумных насосов серии Е на давление всасывания до 75 мм рт.ст. производительностью от 4 до 183 м^3/мин, 3 типоразмера вакуумных насосов серии F на давление всасывания до 60 мм рт.ст. производительностью от 2,5 до 6,6 м^3/мин. Машины серий F и FK выпускаются в моноблочном исполнении (с фланцевым двигателем), машины серий Е и ЕК имеют привод от расположенного на корпусе насоса асинхронного электродвигателя через клиноременную передачу.

Наиболее крупным из известных нам производителей ЖКМ в Италии является фирма "Bosco", выпускающая машины по лицензии фирмы "Neyrpic", практически в полном объеме воспроизводя все ее основные серии: вакуумные насосы серий В, ВВ, N, NE, ВА и компрессоры серий CN, CNN. Большой ряд вакуумных насосов с осевым газораспределением производит фирма "Robuschi": одноступенчатые - от 0,8 до 50 м^3/мин, двухступенчатые - от 0,2 до 50 м^3/мин. Одноступенчатые вакуумные насосы имеют рабочее давление до 160 мм рт.ст., двухступенчатые - 160-25 мм рт.ст. Двухступенчатые вакуумные насосы с осевым газораспределением на давление всасывания 160-25 мм рт.ст. производительностью от 0,07 до 50 м^3/мин выпускает фирма "Simaco". Удельные показатели этих насосов при давлении всасывания 80 мм рт.ст. представлены на рис.1.48. Вакуумные насосы фирмы "Simaco" большой производительности имеют хорошие показатели. Одно- и двухступенчатые насосы малой производительности выпускают также итальянские фирмы "Binacchi" и FBM.

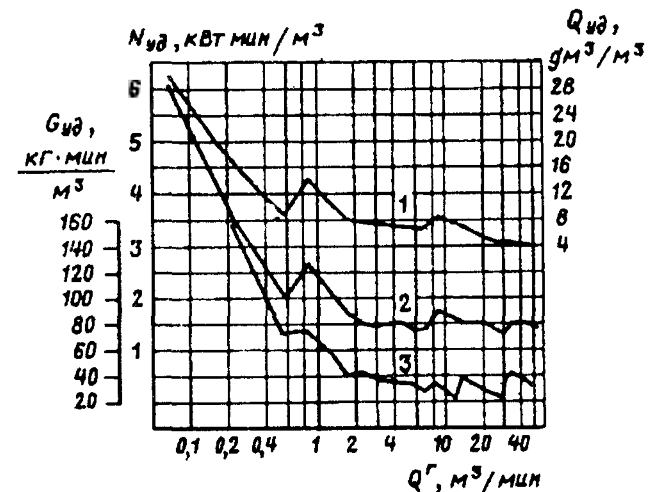


Рис.1.48. Удельные параметры вакуумных насосов фирмы "Simaco" :

1 - удельный расход воды; 2- удельная мощность, 3 - удельная металлоемкость

Бельгийская фирма "Ensival" выпускает серию ЖВН с осевым газораспределением , состоящую из машин 17 типоразмеров производительностью от 0,75 до 90 м^3/мин. Вакуумные насосы производительностью менее 5 м^3/мин имеют рабочее давление до 160 мм рт.ст.; производительностью свыше 6 м^3/мин выпускаются в трех модификациях: на давления 250-110; 100-40 и 500-250 мм рт.ст. Насосы производительностью свыше 40 м^3/мин имеют две частоты вращения вала. Вакуумные насосы фирмы "Ensival" отличаются низкими показателями, их удельная мощность не превышает 2 кВт·мин/м^3.

В производстве фирмы "Elektroskandia" (Швеция) 14 моделей вакуумных насосов производительностью от 0,21 до 7,2 м^3/мин различной конструкции: одноколесные одностороннего и двустороннего всасывания, а также двухрядные. Все насосы изготовляются с осевым газораспределением, простого действия. Номинальное давление всасывания машин различно: до 150, до 75, до 38 мм рт.ст.

Индийская фирма "SLM-Maneklal" производит одно- и двухступенчатые вакуумные насосы и компрессоры с осевым газораспределением производительностью от 0,8 до 33 м^3/мин. Рабочее давление одноступенчатых компрессоров до 1,5 кгс/см^2, двухступенчатых - до 3,5 кгс/см^2. Двухступенчатые компрессоры монтируются из двух одноступенчатых; привод - общий.

Водокольцевые насосы концерна "Sigma" (Словакия) устойчиво работают в широком диапазоне давлений всасывания, сохраняя на достаточно высоком уровне производительность при снижении давления до 75 мм рт.ст. В 1980 г. концерн вместо насосов серии RLP начал выпуск насосов серии SZO. При этом кон-

структивная схема машины (простого действия, с осевым газораспределением) осталась неизменной, но параметры улучшились. Насосы серии RLP девяти типоразмеров имели диапазон производительности 5-30 м^3/мин, а насосы серии SZO - 1 - 60 м^3/мин. Расход воды при модернизации машин практически не изменился и находится на уровне 2,5 л/м^3 (у машин малой производителдьности - выше). Удельные параметры вакуумных насосов концерна "Sigma" при давлении всасывания 150 мм рт.ст. представлены на рис.1.49.

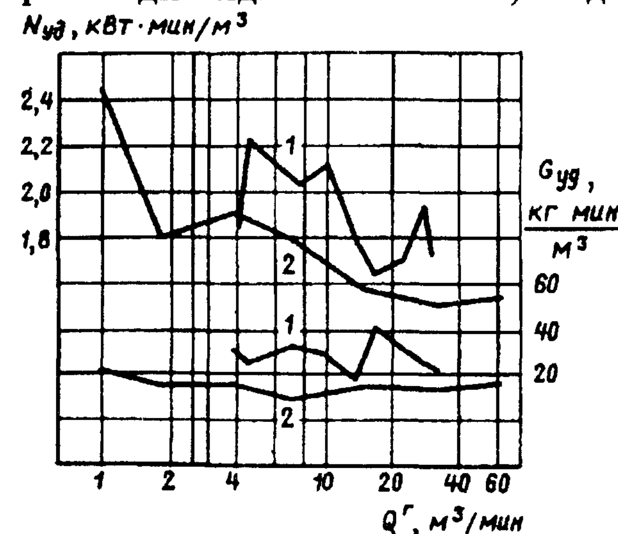


Рис.1.49. Удельные параметры вакуумных насосов концерна "Sigma" :

1 - серия RLP; 2 - серия SZO

Особенно заметно улучшен такой важный показатель, как удельная металлоемкость: машины серии SZO имеют удельную металлоемкость в среднем примерно на 30% ниже, чем машины серии RLP, и по данному показателю находятся на уровне лучших мировых образцов.

Венгерская фирма "Diger" выпускает большую серию ЖКМ: вакуумные насосы одноступенчатые серии EVM-1, двухступенчатые серии EVM-II и компрессоры серии VK. Каждая серия состоит из 17 типоразмеров и имеет диапазон производительности 1-56 м^3/мин. Одноступенчатые вакуумные насосы предназначены для работы при давлениях всасывания от 150 до 750 мм рт.ст., двухступенчатые - при давлениях всасывания от 150 до 60 мм рт.ст. Рабочий диапазон давлений нагнетания компрессоров серии VK 1-1,6 кгс/см^2. Двухступенчатый вакуумный насос модели EVM 65/200-II (производительность 4,98 м^3/мин) используется с эжектором, имеющим производительность 3,3 м^3/мин при давлении 15 мм рт.ст. Предполагается использование эжекторов и для машин других моделей.

1.5. Технико-экономические параметры отечественных жидкостнокольцевых машин. Отраслевой стандарт

Разработка, проектирование и изготовление жидкостнокольцевых машин в СССР были рассредоточены на различных предприятиях страны. Ответственным за технический уровень этих машин был отраслевой институт ВНИИкомпрессормаш (г.Сумы, Украина). Однако этот институт не имел специалистов такой квалификации, которая позволила бы разрабатывать ЖКМ "на уровне мировых стандартов", как было принято выражаться. На изготовлении только ЖКМ специализировались два завода - Бессоновский компрессорный завод (с.Бессоновка, Пензенская обл.) и Сумской машиностроительный завод им.М.В.Фрунзе (г.Сумы, Украина). Кроме того, ЖКМ производились еще на ряде заводов бывшего СССР. Перечень этих заводов и объемы выпуска машин в 1990 г. (ориентировочные данные) приведены в табл.1.18. Насосы ВВН-25 выпускал сначала Лебедянский насосный завод, затем их изготовление было передано Целиноградскому насосному заводу, а в 1988 г. Чирчикскому машиностроительному заводу.

В начале 70-х годов мы были привлечены к разработке нового ряда жидкостнокольцевых машин. В результате взамен устаревших машин были созданы ВВН-0,75, ВВН-25 и вновь разработана ВВН-300. Технические характеристики машины ВВН-0,75 подробно рассмотрены в разд.4, а характеристики машин ВВН-25 и ВВН-300 показаны на рис.1.50 и 1.51. Общий вид вакуумного насоса ВВН2-300 приведен на рис.1.52.

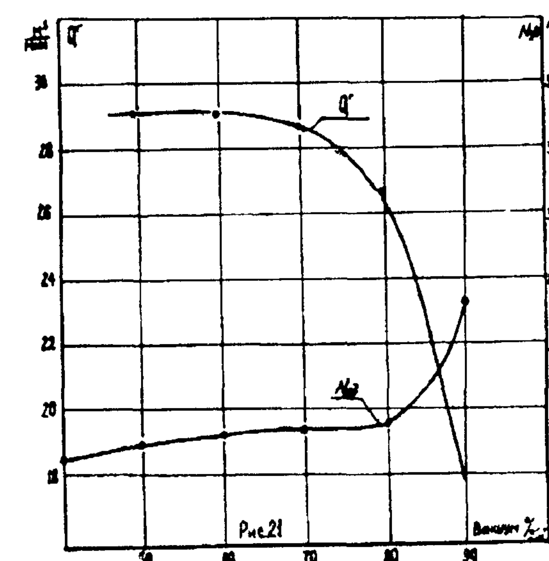


Рис.1.50. Характеристики вакуумного насоса ВВН-25

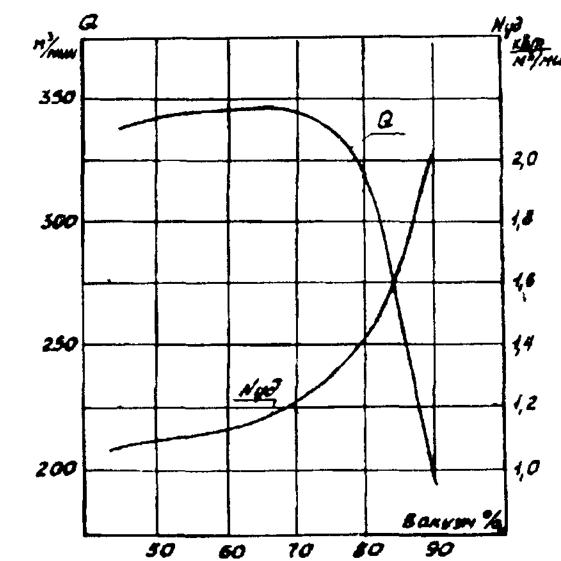


Рис.1.51. Характеристики вакуумного насоса ВВН-300

В результате анализа возможных конструктивных схем мы пришли к выводу, что наиболее целесообразным является применение схемы одноступенчатой ЖКМ простого действия с осевым двусторонним газораспределением. Все машины, кроме ВВН-0,75 , разработаны по этой схеме.

Таблица 1.18

Марка насоса	Завод-изготовитель	Количество выпускаемых насосов
ВВН1-0,75	Ливенский насосный завод ПО"Ливгидромаш"(г.Ливны,Орл.обл.)	12000
ВВН1-1,5	Бессоновский компрессорный завод ПО"Пензокомпрессормаш" (с.Бессоновка, Пенз.обл.)	1700
ВВН-3Н	Бессоновский компрессорный завод	Оп.партии
ВВН1-3	Бессоновский компрессорный завод	2200
	Казанский механический завод	800
ВВН1-6	Бессоновский компрессорный завод	1400
ВВН1-12ТМ	Бессоновский компрессорный завод	Оп.партии
ВВН1-12	Бессоновский компрессорный завод	3100
ЖВН-12Н	Бессоновский компрессорный завод	Оп.партии
ВВН1-25	ПО "Узбекхиммаш" (г.Чирчик, Узбекистан)	2500
ВВН2-50М	Сумское машиностроительное НПО (г.Сумы, Украина)	Оп.партии
ВВН1-50ТМ	Сумское машиностроительное НПО	Оп.партии
ВВН2-50Х	Сумское машиностроительное НПО	Оп.партии
ВВН2-50Н	Сумское машиностроительное НПО	Оп.партии
ВВН2-50	Сумское машиностроительное НПО	1200
ВВН2-150	Сумское машиностроительное НПО	300
ВВН1-300	Сумское машиностроительное НПО	50
Насосы с производительностью от 8 до 70 м^3/мин (5 моделей)	Канский завод бумагоделательного оборудования (г.Канск, Красноярский край)	400
Насосы с производительностью от 50 до 150 м^3/мин	Рудченковский завод горного оборудования (г.Донецк, Украина)	200

На базе упомянутых выше машин под нашим научным руководством разработан отраслевой стандарт ОСТ 26-12-1113-74 "Машины водокольцевые. Типы и основные параметры" [41]. В 1983 г. этот стандарт был переиздан и получил при том же названии индекс ОСТ 26-12-1113-83. В новую редакцию стандарта не включены марки машин, которые к тому времени не были освоены производством (например, ВВН-100, ВВН-200 и др.), в остальном он повторяет старый стандарт. Стандарт предусматривает выпуск двух типов вакуумных насосов: ВВН1 с расчетным давлением всасывания 40 кПа и ВВН2 с расчетным давлением всасывания 20 кПа. При этом оговаривается допустимое снижение производительности при уменьшении давления всасывания вдвое, а также указываются предельная удельная мощность на номинальном режиме, допустимый расход воды и некоторые другие параметры. Кроме того, в стандарте даны параметры компрессоров на номинальном режиме при давлении нагнетания 150 кПа. Технические параметры этого ряда машин приведены в табл.1.19 (водокольцевые вакуумные насосы с номинальным давлением всасывания 40 кПа), табл.1.20 (ВВН с номинальным давлением всасывания 20 кПа) и табл.1.21 (водокольцевые компрессоры с номинальным давлением нагнетания 0,5 кгс/см^2).

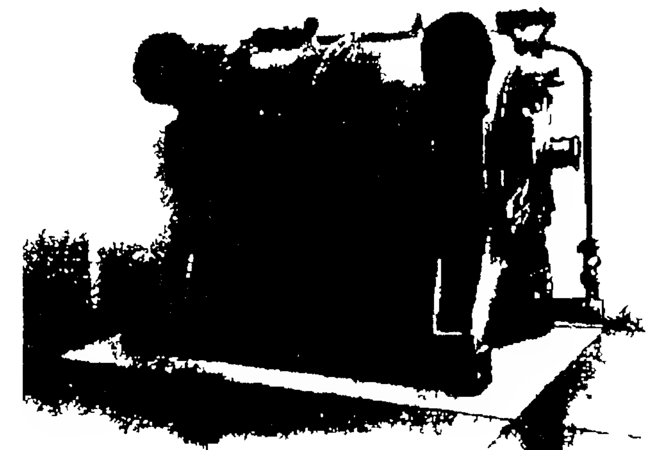


Рис.1.52. Вакуумный насос ВВН2-300 Сумского машиностроительного НПО

Таблица 1.19

Марка компрессора	Производительность номинальная, м^3/мин	Уменьшение номинальной производительности при давлении 20 кПа в %, не более	Удельная мощность в номинальном режиме, $\frac{кВт}{м^3/мин}$	Расход воды, л/мин
ВВН1-0,75	0,75	35	2,00	3
ВВН1-1,5	1,50	25	1,80	5
ВВН1-3	3,00	18	1,65	8
ВВН1-6	6,00	15	1,60	15
ВВН1-12	12,00	12	1,57	24
ВВН1-25	25,00	12	1,50	50
ВВН1-50	50,00	12	1,50	100
ВВН1-150	150,00	12	1,50	300
ВВН1-300	300,00	12	1,50	600

Таблица 1.20

Марка компрессора	Производительность номинальная, м³/мин	Уменьшение номинальной производительности при давлении 10 кПа в %, не более	Удельная мощность в номинальном режиме, кВт/(м³/мин)	Расход воды, л/мин
ВВН2-0,75	0,68	35	2,30	4,5
ВВН2-1,5	1,35	30	2,00	7,0
ВВН2-3	2,70	25	1,83	14,0
ВВН2-6	5,40	22	1,75	25,0
ВВН2-12	10,80	20	1,70	35,0
ВВН2-25	22,50	20	1,60	75,0
ВВН2-50	45,00	20	1,60	115,0
ВВН2-150	135,00	20	1,60	500,0
ВВН2-300	270,00	20	1,60	600,0

Таблица 1.21

Марка компрессора	Производительность номинальная, м³/мин	Уменьшение номинальной производительности при давлении 10 кПа в %, не более	Удельная мощность в номинальном режиме, кВт/(м³/мин)	Расход воды, л/мин
ВК-0,75	0,75	35	150	6
ВК-1,5	1,50	25	120	6
ВК-3	3,00	18	114	12
ВК-6	6,00	13	114	24
ВК-12	12,00	12	111	45
ВК-25	25,00	12	108	95
ВК-50	50,00	12	108	150
ВК-150	150,00	12	108	450
ВК-300	300,00	12	108	900

После выхода отраслевого стандарта мы продолжили сотрудничество с Сумским машиностроительным заводом и вместе

с ними разработали машины ВВН2-50, ВВН2-150, ВК-150/1,2Н, а также целый ряд их модификаций. Общий вид этих машин приведен на рис.1.53-1.55.

Машины, выпускаемые Бессоновским компрессорным заводом, разработаны ВНИИкомпрессормаш самостоятельно, но ни одна из этих машин на параметры модификации ВВН2 не вышла. Однако в условиях монопольного выпуска и острого дефицита заводы не были заинтересованы в улучшении параметров выпускаемых машин.

При разработке стандарта нами, по данным Госплана СССР, было установлено, что потребности в ЖКМ в стране удовлетворяются на 30-50%. Даже подключение фирмы "Sigma" через СЭВ не уменьшило этот дефицит, и приобрести машину можно было только по разнарядке. В этих условиях Бессоновский компрессорный завод раздавал комплекты конструкторской документации потребителям. Когда же в стране произошел кризис, машины по этой документации стали выпускать на многих предприятиях, а Бессоновский завод остался без заказчиков.

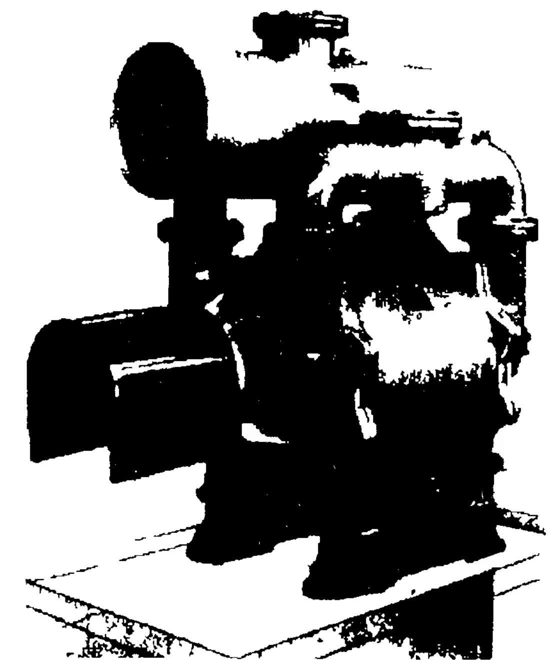


Рис.1.53. Вакуумный насос ВВН2-50М Сумского машиностроительного НПО

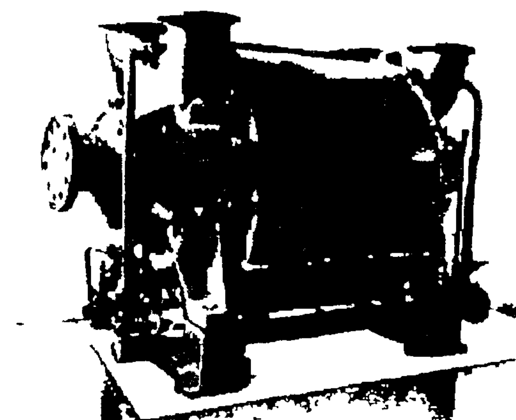


Рис.1.54. Вакуумный насос ВВН2-150 Сумского машиностроительного НПО

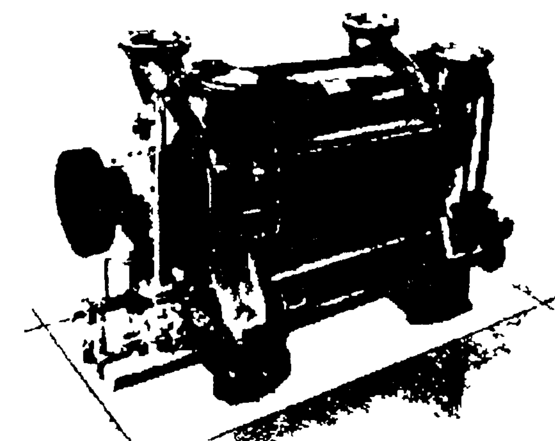


Рис.1.55. Компрессор ВК-150/1,2Н Сумского машиностроительного НПО

По заказу ВНИИгелиймаш нами разработан двухступенчатый водокольцевой компрессор производительностью 12 м^3/мин со степенью повышения давления 16-20. Первая ступень этого компрессора приведена на рис. 1.56 и 1.57, вторая ступень не была изготовлена.

Нами также разработан вакуумный насос ВВН-0,2 (рис.1.58) производительностью 0,35 м^3/мин в нержавеющем исполнении. Технические параметры этого насоса приведены на рис.1.59. Для сравнения на этом же рисунке приведены характеристики вакуумного насоса фирмы "Nash", имеющего такую же установленную мощность.



Рис.1.56. Компрессорная установка ВК-12/3,5, разработанная в КХТИ



Рис.1.57. Компрессор ВК-12/3,5

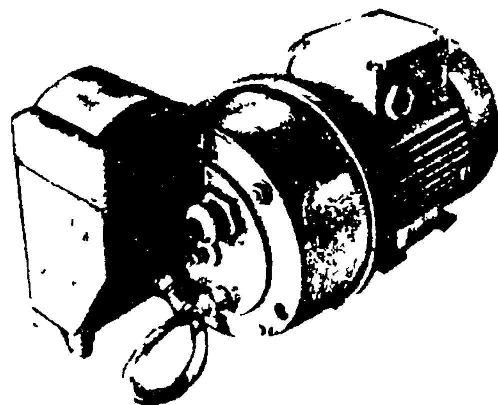


Рис.1.58. Вакуумный насос ВВН-0,2, разработанный НПП "ЖЕКАЭМ"

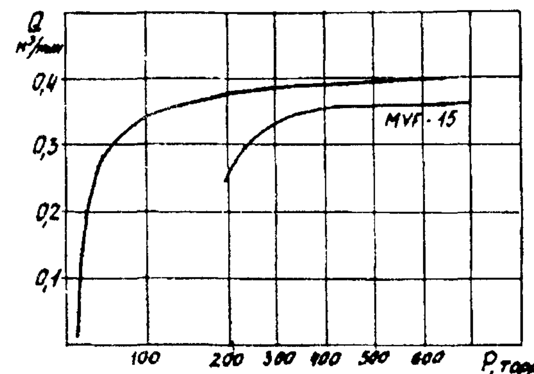


Рис.1.59. Характеристики вакуумных насосов ВВН-0,2 и MVF-15 фирмы "Nash"

По заказу Верхне-Салдинского металлургического объединения НПП ЖЕКАЭМ разработало проект вакуумного насоса ВВН2-12Т, который был целиком изготовлен из химически стойкого материала (титана) для использования в технологическом процессе плавки титана. Общий вид этого насоса приведен на рис.1.60, его характеристика показана на рис.1.61.

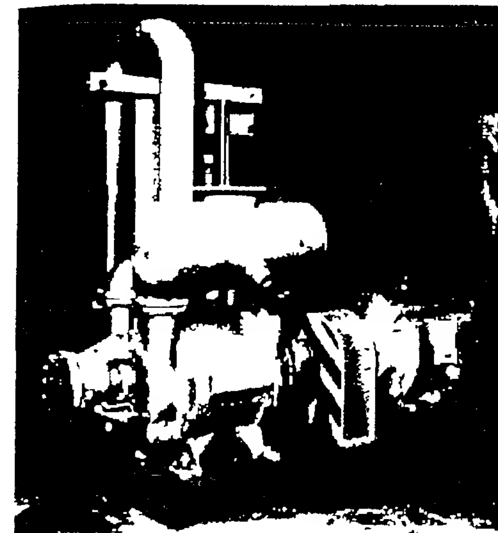


Рис.1.60. Вакуумный насос ВВН2-12Т

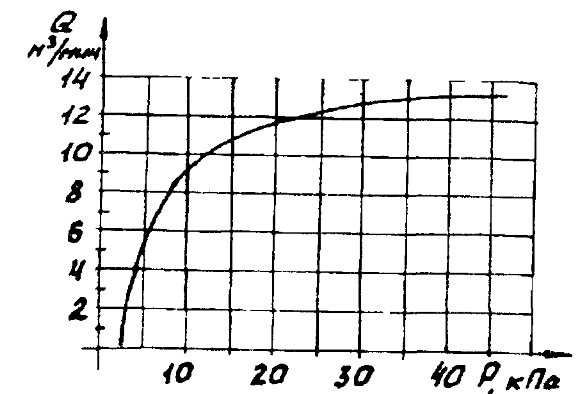


Рис.1.61. Характеристика вакуумного насоса ВВН2-12Т

Из обзора ЖКМ зарубежных фирм и отечественных заводов следует, что зарубежные фирмы уделяют значительное внимание разработке машин этого класса. Они выпускаются практически во всех развитых странах, причем в некоторых, таких как Германия, на их производстве специализируется большое количество фирм.

Шаг по производительности у машин большинства зарубежных фирм вдвое меньше, чем у ЖКМ, выпускаемых в СНГ. Кроме того, большинство зарубежных фирм для изменения производительности применяют редукторы со сменными шестернями или клиноременную передачу. Таким образом, заказчик для любых условий эксплуатации может подобрать машину потребной производительности, тогда как отечественные ЖКМ, имея шаг по производительности, равный двум, всегда будут переразмеренными, т.е. иметь неоправданно завышенные характеристики. При разработке отраслевого стандарта [41] нами была сделана попытка уменьшить шаг по производительности в два раза за счет введения машин промежуточной производительности, например, 4,25; 20 м3/мин и т.д. Однако головной институт ВНИИкомпрессормаш в этом не проявил должной настойчивости, а заводы-производители машин в этом не были заинтересованы. Поэтому во второй редакции стандарта в 1983 году неосвоенные промышленностью машины были исключены. Все это явилось следствием монополии отечественных производителей ЖКМ и отсутствия конкуренции.

Отечественная промышленность до настоящего времени так и не освоила выпуск машин малой (менее 0,75 м^3/мин) производительности, что объясняется отнюдь не отсутствием потребности в них, а просто нежеланием заводов заниматься такими малыми

машинами.

Более 10 зарубежных фирм выпускают жидкостнокольцевые компрессоры. Так, например, фирма "Siemens"производит одноступенчатые компрессоры 17 типоразмеров производительностью от 1,9 до 210 $м^3$/мин. Наша промышленность на сегодняшний день выпускает только один компрессор ВК-150/1,2Н. Разработка этой машины производилась по специальному Постановлению ЦК КПСС и СМ СССР исходя из потребностей сахарной промышленности.

Производство ЖВН с предвключенными эжекторами за рубежом налажено более чем в 10 фирмах, отечественная промышленность так и не освоила серийный выпуск таких агрегатов. Более подробно вопрос о таких установках рассматривается в главе Y.

Вообще, исследованию и разработке ЖВН в нашей стране уделяется очень мало внимания по причинам, ранее отмеченным в предисловии.

Глава вторая.

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИНАХ

2.1. Особенности движения жидкости в жидкостнокольцевых машинах

Как указывалось ранее, в рабочей полости ЖКМ (в отличие от широко известных осевых, центробежных и ротационных насосов и компрессоров) имеются два рабочих тела в различных агрегатных состояниях. Жидкость, которая приводится во вращение рабочим колесом, в сечении 0-0 (рис.2.1) полностью выходит из ячеек рабочего колеса , а в сечении 1-1 полностью их заполняет. В результате происходит процесс всасывания газа, а затем его сжатие и нагнетание.

Движение жидкости в ЖКМ является нестационарным и несимметричным относительно вертикальной оси. Нестационарность определяется возвратно-поступательным характером движения жидкости по отношению к вращающемуся рабочему колесу. В процессе всасывания жидкость уходит из рабочей ячейки, а в процессе сжатия и нагнетания входит в нее. При этом скорость жидкости на входе и выходе различна. Несимметричность движения характеризуется тем, что давление газа над поверхностью жидкости при всасывании и нагнетании хоть и различно, но остается постоянным, а при сжатии сущест-венно меняется. В соответствии с этим изменяется скорость жидкости в безлопаточном пространстве между рабочим колесом и корпусом. Некоторые исследователи отмечают, что толщина жидкостного кольца и вдоль оси рабочего колеса переменна.

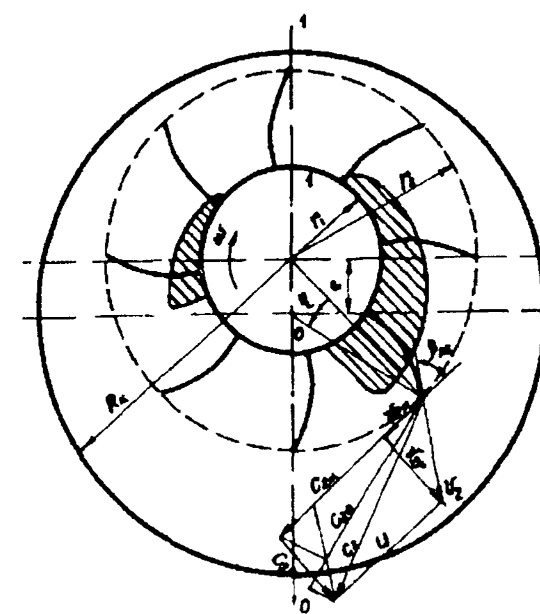


Рис.2.1. Расчетная схема жидкостнокольцевой машины

Объем газа в рабочей ячейке определяется не только угловой

координатой ее положения, но и количеством жидкости в ней. На границе раздела между жидкостью и газом происходят процессы тепло- и массообмена, интенсивность которых зависит от физических свойств рабочих тел (теплоемкости, теплопроводности, давления насыщенного пара) и от их параметров (температуры, давления, скорости относительного движения). При сжатии давление газа в отдельных ячейках неодинаково, и жидкость может перетекать через безлопаточное пространство из одной ячейки в другую. Скорость движения жидкости относительно корпуса достаточно велика, что приводит к значительным гидродинамическим потерям. За счет трения жидкости о боковые поверхности корпуса скорость ее движения неодинакова вдоль оси вращения рабочего колеса.

Рабочий процесс в ЖКМ определяется движением жидкости, и исследование закономерностей этого движения является основой для изучения рабочего процесса. Известно, что сложный физический процесс во всех его связях и взаимодействиях рассмотреть невозможно, а потому необходимо оставлять в поле зрения лишь основные (для данного случая) составляющие. Для исследования движения жидкости в ЖКМ составляется упрощенная идеализированная схема - математическая модель движения жидкости, которая, на наш взгляд, должна отвечать следующим требованиям:

⇒ 1. Принимаемые предпосылки и допущения не должны чрезмерно упрощать рассматриваемые процессы.

⇒ 2. В различных частях модели при описании отдельных этапов рабочего процесса предпосылки могут быть разными.

⇒ 3. Математическая модель должна быть построена таким образом, чтобы имелась возможность ее дальнейшего совершенствования: отказ от ряда допущений, переход от одномерной картины течения жидкости к двух- и трехмерной и т.д.

⇒ 4. Модель должна выдавать качественные и количественные данные о рабочем процессе и выходных параметрах машины на различных режимах работы.

⇒ 5. Расчеты по математической модели должны обеспечивать улучшение параметров ЖКМ, а также допускать проведение их оптимизации.

Критерием целесообразности той или иной математической модели служит, в конечном счете, эффективность ее применения для улучшения параметров жидкостнокольцевых машин.

Движение жидкости в жидкостнокольцевых машинах впервые рассмотрел К.Пфлейдерер [46] и обосновал наличие в безлопаточном пространстве свободного потока жидкости, который, по его предположениям, является одномерным. При этом давление, обусловленное действием центробежных сил, вдоль линии тока постоянно, расход жидкости через любое радиальное сечение жидкостного кольца одинаков. Теоретические исследования К. Пфлейдерера получили дальнейшее развитие в работах В.А.Румянцева [18], который ввел в расчеты некоторые дополнительные предпосылки: частичное погружение лопаток в жидкость в конце процесса всасывания, загромождение рабочей полости лопатками и др. В.И.Тетерюков [75] рассматривал движение жидкости с учетом гидравлических потерь. Некоторые авторы предполагали, что окружная скорость движения жидкости постоянна.

Все эти предпосылки являются слишком упрощенными, не дают возможности провести анализ движения жидкости в ЖКМ и создать методику расчета, которая давала бы надежные результаты. В связи с этим мы предприняли попытку описать движение жидкости на основе общих уравнений гидродинамики.

2.2. Уравнение расхода

Уравнение расхода является математическим выражением закона сохранения массы и для технических устройств записывается как равенство расхода жидкости (газа) через два произвольных сечения. В соответствии с обозначениями, приведенными на рис.2.1, для жидкостного кольца оно может быть записано в виде

$$\frac{r_2^2 - r_b^2}{2}\omega b + \int_0^{b}\int_{r_2}^{r_k} C_\alpha \, dr\, dz = const\,.$$

Толщина пограничного слоя существенно меньше ширины рабочего колеса, поэтому можно принять скорость C_α вдоль оси вращения рабочего колеса неизменной, а уравнение расхода отнести к единице его ширины :

$$\frac{r_2^2 - r_b^2}{2}\omega + \int_{r_2}^{r_k} C_\alpha \, dr = const\,. \qquad (2.1)$$

Уравнение (2.1) отличается от дифференциальной формы записи уравнения неразрывности и его применение требует соответствующего обоснования. Оно может использоваться в тех случаях, когда движение жидкости и газа в машине рассматривается усредненным по времени, т.е. когда не учитываются следую-

щие факторы: свободная поверхность жидкости в ячейках неконцентрична поверхности рабочего колеса и давление газа в произвольной точке является пульсирующим. Например, уравнение (2.1) применяется при анализе результатов экспериментального исследования движения жидкости в безлопаточном пространстве.

При более детальном исследовании движения жидкости в ЖКМ необходимо учитывать его нестационарность. В этом случае уравнение (2.1) должно быть заменено другим, учитывающим пульсации скорости жидкости. Для вывода такого уравнения в поперечном сечении машины выделяется единичный объем ABCDEF (рис.2.2), который ограничен двумя лопатками и радиальными сечениями BC и ED, проведенными из центра рабочего колеса, корпусом машины и втулкой рабочего колеса. В дальнейшем выделенный объем будем называть сектором. Количество жидкости в нем в начале процесса сжатия обусловлено толщиной жидкостного кольца. Через некоторое время t этот сектор повернется на угол α и займет положение A'B'C'D'E'F' (угловая координата определяется положением среднего радиального сечения на втулке рабочего колеса).

Рис.2.2. Схема выделения единичного объема

Количество жидкости в секторе $V^ж$ постоянно меняется, так как он сообщается с соседними секторами и через открытые границы возможно как втекание, так и истечение жидкости. Количество жидкости в секторе рассчитывается по уравнению

$$V^ж = V_0^ж + V_{вх}^ж - V_{вых}^ж . \qquad (2.2)$$

Жидкость входит в рассматриваемый сектор через сечение BC:

$$V_{вх}^ж = \frac{b}{\omega} \int\limits_{\Delta\alpha' + \frac{\pi}{z}}^{\alpha_1+\Delta\alpha'+\frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha =$$

$$= \frac{b}{\omega}\left[\int\limits_{\alpha_1+\Delta\alpha'-\frac{\pi}{z}}^{\alpha_1+\Delta\alpha'+\frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha + \int\limits_{\Delta\alpha'+\frac{\pi}{z}}^{\alpha_1+\Delta\alpha'-\frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha \right]. \qquad (2.3)$$

а выходит через сечение DE:

$$V_{вых}^ж = \frac{b}{\omega} \int\limits_{\Delta\alpha' - \frac{\pi}{z}}^{\alpha_1+\Delta\alpha'-\frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha =$$

$$= \frac{b}{\omega}\left[\int\limits_{\Delta\alpha'+\frac{\pi}{z}}^{\alpha_1+\Delta\alpha'-\frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha + \int\limits_{\Delta\alpha'-\frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha'+\frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha \right]. \qquad (2.4)$$

С учетом (2.3) и (2.4) уравнение (2.2) записывается в виде

$$V^ж = V_0^ж + \frac{b}{\omega}\left[\int\limits_{\alpha_1+\Delta\alpha-\frac{\pi}{z}}^{\alpha_1+\Delta\alpha+\frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha - \int\limits_{\Delta\alpha-\frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha+\frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha \right]. \qquad (2.5)$$

Уравнение (2.5) также является уравнением расхода, но в отличие от (2.1) учитывает возможность перетекания жидкости из ячейки в ячейку под действием перепада давлений. При рассмотрении движения в подвижной системе координат жидкость может вытекать из ячейки в обе стороны. Это происходит в том случае, когда давление газа в рабочей ячейке больше, чем в соседних с ней, например, в конце процесса сжатия.

Количество жидкости в секторе может быть выражено через объем газа в ячейке:

$$V^ж = V - V^г = V - \frac{G^г R T_{вс}}{\left(p^г\right)^{\frac{1}{n}} \left(p_{вс}^г\right)^{\frac{n-1}{n}}}. \qquad (2.6)$$

Количество газа в секторе $G^г$ определяется с учетом перетечек через торцевые зазоры $\Delta G' + \Delta G''$ и его расхода через всасывающие и нагнетательные окна $\Delta G^{ок}$:

$$G^{г} = G_0^{г} - \Delta G' - \Delta G'' - \Delta G^{ok}. \qquad (2.7)$$

Расчет количества перетекающего через торцевые зазоры газа приводится в работе [31]. Величина $\Delta G^{ок}$ положительна в процессе нагнетания и отрицательна в процессе всасывания. Ее можно вычислить по площади окна, приходящейся на данную ячейку, и перепаду давлений.

С учетом (2.6) и (2.7) уравнение (2.5) записывается следующим образом:

$$\left[V - V_0^{ж} - \frac{\left(G_0^{г} - \Delta G' - \Delta G'' - \Delta G^{ok}\right)RT_{вс}}{\left(p^{г}\right)^{\frac{1}{n}}\left(p_{вс}^{г}\right)^{\frac{n-1}{n}}}\right]\frac{\omega}{b} =$$

$$= \int\limits_{\Delta\alpha_t - \frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha_t + \frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha - \int\limits_{\Delta\alpha - \frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha + \frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha . \qquad (2.8)$$

Левая часть уравнения (2.8) зависит только от геометрических размеров машины, давления газа и положения ячейки. Поэтому уравнение (2.8) может быть представлено в виде

$$\int\limits_{\Delta\alpha_t - \frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha_t + \frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha - \int\limits_{\Delta\alpha - \frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha + \frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} (\omega r - C_\alpha) dr d\alpha = F\left(V_0^{ж}, p_0^{г}, \alpha\right) . \qquad (2.9)$$

Уравнение (2.9) является уравнением расхода в неподвижной системе координат, связанной с корпусом машины. Для перехода к подвижной системе координат, связанной с рабочим колесом, необходимо в уравнении (2.9) сделать подстановки:

$$C_\alpha = \upsilon_\varphi + \omega r; \quad \alpha = \omega t + \varphi; \quad d\varphi = d\alpha .$$

При этом за начало отсчета угловой координаты выбрано среднее радиальное сечение сектора, которое в неподвижной системе определяется как $\alpha = \omega t$.

Уравнение расхода в подвижной системе координат записывается в виде

$$\int\limits_{\Delta\alpha + \omega t - \frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha - \omega t + \frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} \upsilon_\varphi dr d\varphi - \int\limits_{\Delta\alpha - \frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha + \frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} \upsilon_\varphi dr d\varphi = F\left(V_0^{ж}, p_0^{г}, \omega t\right). \qquad (2.10)$$

Попытки рассчитывать рабочий процесс по уравнению расхода (2.1) успехом не увенчались. На режиме с начальным давлением всасывания 70-80 кПа в процессе сжатия при достижении давления газа в ячейке, близкого к 100 кПа, резко возрастало давление в ячейке и скорость жидкости в безлопаточном пространстве падала до нуля. Именно это обстоятельство потребовало использования более сложного уравнения расхода (2.9).

Значения мгновенного расхода жидкости при фиксированном положении рабочего колеса, рассчитанные для машины ВВН-3 при давлении всасывания 30 кПа, приведены на рис.2.3. Изменение мгновенного расхода связано в основном с углом наклона границы раздела между жидкостью и газом в ячейке. На рис.2.4 показано изменение расхода жидкости в фиксированном сечении в зависимости от времени. Средний расход жидкости в любом радиальном сечении за время, существенно превышающее время прохождения через это сечение одной ячейки $t \geq \frac{2\pi}{\omega z}$, одинаков.

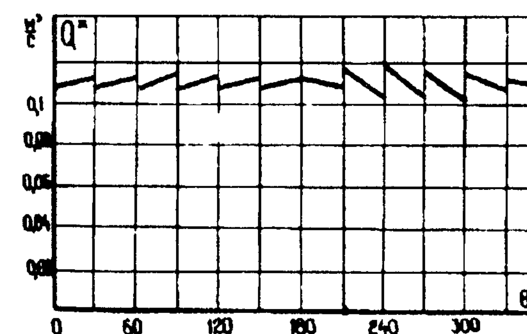


Рис.2.3. Значения мгновенного расхода жидкости при фиксированном положении рабочего колеса

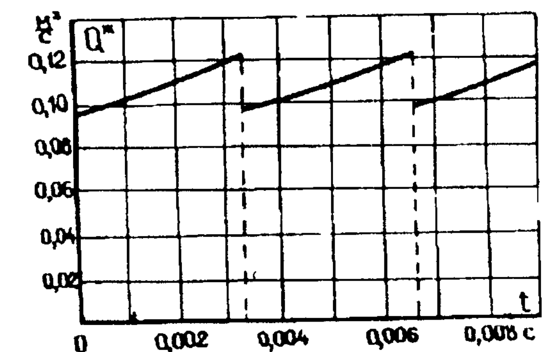


Рис.2.4. Изменение расхода жидкости в фиксированном сечении (θ≈240°)

2.3. Уравнения движения жидкости

Движение жидкости в ЖКМ происходит с достаточно большими скоростями. Число Рейнольдса Re в пространстве между рабочим колесом и корпусом в машинах различной размерности равно 10^5-10^7. Кроме того, рабочее колесо машины является

мощным турбулизатором, поэтому рассматриваемое движение жидкости является существенно турбулентным.

В настоящее время уровень развития науки недостаточен для точного математического решения задачи о движении жидкости в ЖКМ. В связи с этим при решении поставленной задачи принимаются следующие допущения:

⇒ 1. Движение жидкости в рабочем колесе и в безлопаточном пространстве рассматривается раздельно. Параметры жидкости на выходе из рабочего колеса являются граничными для потока жидкости в безлопаточном пространстве.

⇒ 2. Движение жидкости предполагается двумерным.

⇒ 3. В рабочем колесе скорость жидкости относительно лопаток на порядок меньше, чем в безлопаточном пространстве. Поэтому в рабочем колесе гидродинамические потери не учитываются.

⇒ 4. Гидродинамические потери в безлопаточном пространстве распределены равномерно по радиусу. Усредненная вдоль радиуса величина потерь напора определяется с учетом потерь на трение и на поворот потока.

2.3. 1. Уравнения движения жидкости в рабочем колесе

Движение жидкости в рабочем колесе рассматривается в подвижной системе координат. В общем случае уравнение относительного движения в векторной форме записывается в виде [25]

$$\frac{\partial \bar{\upsilon}}{\partial t} + grad\frac{\upsilon^2}{2} - \bar{\upsilon} rot \bar{\upsilon} + 2(\bar{\omega}\ \bar{\upsilon}) = \bar{F} - \frac{1}{\rho} grad p - \overline{We}. \quad (2.11)$$

Вектор переносного ускорения подвижной системы координат определяется уравнением

$$\overline{We} = \frac{d\bar{C}}{dt} + \frac{d\bar{\omega}}{dt}\bar{r} + \bar{\omega}(\bar{\omega}\ \bar{r}).$$

Ротор машины вращается равномерно, соответственно и вращение системы координат является равномерным:

$$\frac{d\bar{C}}{dt} = 0, \quad \frac{d\bar{\omega}}{dt} = 0, \quad \overline{We} = \bar{\omega}(\bar{\omega}\ \bar{r}).$$

В данном случае массовые силы представлены силой тяжести

$$\bar{F} = g\cos\alpha\bar{e}_r - g\sin\alpha\bar{e}_\varphi = g\cos(\omega t + \varphi)\bar{e}_r - g\sin(\omega t + \varphi)\bar{e}_\varphi.$$

Согласно принятым предпосылкам, движение рассматривается в двумерном пространстве:

$$\upsilon_z = 0, \quad \frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial z} = \frac{\partial \upsilon_r}{\partial z} = 0, \quad \omega_r = \omega_\varphi = 0, \quad \omega_z = \omega.$$

С учетом этих замечаний уравнения движения в проекциях на оси координат r и φ записываются в виде

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial \upsilon_r}{\partial t} + \upsilon_r\frac{\partial \upsilon_r}{\partial r} + \frac{\upsilon_\varphi}{r}\cdot\frac{\partial \upsilon_r}{\partial \varphi} - 2\upsilon_\varphi\omega - \frac{\upsilon_\varphi^2}{r} - r\omega^2 = \\ &= g\cos(\omega t + \varphi) - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}; \\ &\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial t} + \frac{\upsilon_\varphi}{r}\cdot\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial \varphi} + \upsilon_r\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial r} + \frac{\upsilon_\varphi \upsilon_r}{r} + 2\upsilon_r\omega = \\ &= -g\sin(\omega t + \varphi) - \frac{1}{r\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial \varphi}. \end{aligned}\right\} \quad (2.12)$$

В системе (2.12) имеются три неизвестные функции υ_r, υ_φ и p, которые зависят от аргументов r, φ и t. Для решения задачи о движении жидкости необходимо к этим уравнениям присоединить уравнение расхода (2.10).

Рассмотренная система уравнений используется при исследованиях движения жидкости в рабочем колесе и для определения поля давлений в ячейке , в том числе по окружности рабочего колеса и вдоль лопаток. В качестве начального условия для решения системы принимается $\alpha = 0$ при $t=0$, а в качестве граничного условия задается давление на внутренней поверхности жидкости в ячейке рабочего колеса.

При $t=t_0$
$$p = p^z = \left(\frac{G^z RT_{вс}}{V^z (p^z_{вс})^{\frac{n-1}{n}}}\right)^n. \quad (2.13)$$

Количество газа в ячейке рабочего колеса задается следующими условиями:

$$\left.\begin{array}{lll} G^z = G_0^z & \text{при} & 0 < \omega t \le \alpha_{вх\ н} - \dfrac{\pi}{z}, \\ G^z = G_0^z - \sum \Delta G^{ok} & \text{при} & \alpha_{вх\ н} - \dfrac{\pi}{z} \le \omega t \le \alpha_{вых\ н} + \dfrac{\pi}{z}, \\ G^z = G_1^z & \text{при} & \alpha_{вых\ н} + \dfrac{\pi}{z} \le \omega t \le \alpha_{вх\ вс} - \dfrac{\pi}{z}, \\ G^z = G_1^z + \sum \Delta G^{ok} & \text{при} & \alpha_{вх\ вс} - \dfrac{\pi}{z} \le \omega t \le 2\pi . \end{array}\right\} \quad (2.14)$$

Уравнения (2.13) и (2.14) дают возможность определить параметры газа при любом положении ячейки рабочего колеса.

2.3. 2. Уравнения движения жидкости в безлопаточном пространстве

Движение жидкости в безлопаточном пространстве рассматривается в неподвижной системе координат. Параметры жидкости в каждой точке этого пространства периодически меняются по времени с частотой прохождения ячейки рабочего колеса. Она в z раз больше числа оборотов рабочего колеса и для машин различных размеров составляет 60-300 Гц. Как показывают эксперименты, в безлопаточном пространстве наблюдаются значительные пульсации давления, которые по мере удаления от рабочего колеса к корпусу ослабевают. Однако для жидкости пульсациями с такой частотой в первом приближении можно пренебречь и считать движение в безлопаточном пространстве установившимся.

Для движения жидкости без учета гидродинамических потерь вдоль линии тока справедлив интеграл Бернулли:

$$gU + \frac{C^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \Gamma , \qquad (2.15)$$

где U - потенциальная функция, которая в рассматриваемом случае определяет действие сил тяжести; Γ - константа, сохраняющая свое значение вдоль линии тока усредненной скорости. Ее величина определяется на окружности рабочего колеса в месте

выхода из него этой линии тока. Для конкретной линии тока с учетом потерь уравнение (2.15) записывается в виде

$$-gr\sin\alpha + \frac{C^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \Gamma - gh_w(\alpha, r), \qquad (2.16)$$

где $gh_w(\alpha,r)$ - потери напора от места выхода линии тока из рабочего колеса до рассматриваемого сечения.

На рис.2.5 изображен элемент безлопаточного пространства. Суммарная механическая энергия потока жидкости, проходящей за единицу времени через произвольное радиальное сечение безлопаточного пространства, выражается уравнением

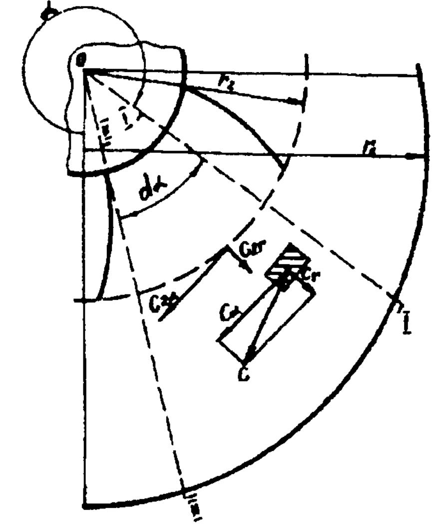


Рис.2.5. Элемент безлопаточного пространства

$$E = \int_{r_2}^{r_k}\left(-gr\sin\alpha + \frac{C^2}{2} + \frac{p}{\rho}\right)dm = \int_{r_2}^{r_k}\left(-gr\sin\alpha + \frac{C^2}{2} + \frac{p}{\rho}\right)\rho b C_\alpha dr .$$

При перемещении этого сечения на угол $d\alpha$ происходит изменение полной энергии потока за счет подвода дополнительного количества жидкости из рабочего колеса (или отвода в рабочее колесо). Механическая энергия уменьшается за счет ее диссипации при преодолении гидравлических потерь:

$$E_{II} = E_I \pm E_p - E_{пот} . \qquad (2.17)$$

Энергия, подводимая из рабочего колеса в безлопаточное пространство за единицу времени, определяется параметрами жидкости на цилиндрической поверхности рабочего колеса:

$$E_p = \Gamma_2 dm = \rho b r_2 C_{2r}\left(-gr_2\sin\alpha + \frac{C_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho}\right)d\alpha .$$

Потери механической энергии находятся по уравнению

$$E_{nom} = g\rho b\int_{r_2}^{r_k} C_\alpha dh_w(\alpha, r)dr \ .$$

Подстановка этих выражений в (2.17) приводит после некоторых преобразований к уравнению движения жидкости в безлопаточном пространстве:

$$\frac{\partial}{\partial\alpha}\int_{r_2}^{r_k}\left(-gr\sin\alpha + \frac{C^2}{2} + \frac{p}{\rho}\right)C_\alpha dr = r_2 C_{2r}\left(-gr_2\sin\alpha + \frac{C_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho}\right) - \qquad (2.18)$$

$$- g\int_{r_2}^{r_k}\frac{\partial h_w(\alpha, r)}{\partial\alpha}C_\alpha dr \ .$$

Неизвестными в этом уравнении являются скорость жидкости и давление. Связь между ними устанавливается через действие центробежных сил:

$$p = p_2 + \Delta p_{цб} = p_2 + \rho\int_{r_2}^{r} C_\alpha^2 \frac{dr}{r} \ . \qquad (2.19)$$

Уравнения (2.18) и (2.19) дают возможность определять параметры жидкости в любой точке безлопаточного пространства.

2.4. Математическая модель для расчета параметров жидкостного кольца

2.4. 1. Принципиальная схема выбранной модели

По характеру течения и действующим силам поток жидкости в машине неоднороден. Жидкость, находящаяся внутри рабочего колеса, вращается вместе с ним с постоянной угловой скоростью. На это движение накладывается ее относительное перемещение под действием инерционных сил. Параметры в этой части жидкостного кольца изменяются дискретно, так как оно разделено лопатками. Это движение описывается системой уравнений (2.12). В безлопаточном пространстве жидкостное кольцо сплошное. Скорость в нем определяется энергией, полученной жидкостью при выходе из рабочего колеса, а также совокупностью действующих сил. Описание этого движения удобнее проводить в неподвижной системе координат уравнениями (2.18) и (2.19).

Такое разделение жидкости на два потока достаточно условно, так как они неразрывно связаны друг с другом. В процессе движения жидкость непрерывно переходит из рабочего колеса в безлопаточное пространство и обратно. В связи с этим необходима такая математическая модель, которая давала бы возможность учесть отмеченные особенности и приводила бы к конечному численному решению.

Как указывалось ранее, для получения математической модели в поперечном сечении машины выделяется сектор ABCDEF (см.рис.2.2), положение которого обусловливается углом поворота среднего радиального сечения, и рассматривается изменение параметров жидкости и газа внутри выделенного сектора. Решение системы уравнений (2.12) позволяет определить параметры жидкости в любой точке пространства внутри рабочего колеса, в том числе и на поверхности цилиндра, ограничивающего рабочее колесо. Параметры на его поверхности являются граничными для решения уравнения (2.18).

Так как давление жидкости в безлопаточном пространстве пульсирующее, скорость выхода жидкости из рабочего колеса в фиксированной неподвижной точке, по-видимому, также является пульсирующим. В математической модели значения этих параметров определяются на оси ячейки без учета пульсаций.

Давление газа внутри ячейки зависит от занимаемого газом объема, т.е. количества жидкости в ячейке, и находится по уравнению (2.13). Объем газа определяется совместным решением уравнения движения жидкости в безлопаточном пространстве и уравнения расхода. Аналитическое решение этих уравнений затруднительно, поэтому оно проводится на ЭВМ для ряда положений ячейки рабочего колеса методом последовательных приближений . В ходе расчета предполагаются известными все параметры в $(i\text{-}1)$-м положении ячейки рабочего колеса. При ее перемещении в i-е положение задается количество жидкости внутри сектора ABCDEF. Это дает возможность определить параметры жидкости - давление и скорость в любой точке, и затем по уравнению неразрывности (2.10) проверить соответствие заданного количества и расчетного. Если несоответствие превышает допустимое значение, то задается новое количество жидкости и расчет повторяется до получения необходимой точности.

2.4. 2. Расчет давления на цилиндрической поверхности рабочего колеса

Давление на поверхности рабочего колеса складывается из давления газа и жидкости, находящейся в ячейке. Для определения давления в жидкости используется система уравнений (2.12). При ее решении предполагается, что жидкость движется

конгруэнтно средней линии ячейки и ее скорость в окружном направлении не меняется. Полученная при этом погрешность уменьшается с ростом числа лопаток. После умножения первого уравнения в системе (2.12) на dr, второго - на $rd\varphi$, их сложения и интегрирования получаем

$$\int_l \left(F_1 dr + F_2 d\varphi\right) = -\frac{1}{\rho}\int_l \left(\frac{\partial p}{\partial r}dr + \frac{\partial p}{\partial \varphi}d\varphi\right), \qquad (2.20)$$

где $F_1 = \frac{\partial \upsilon_r}{\partial t} + \upsilon_r \frac{\partial \upsilon_r}{\partial r} - \frac{\upsilon_\varphi^2}{r} - 2\upsilon_\varphi \omega - r\omega^2 - g\cos(\omega t + \varphi)$,

$$F_2 = \frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial t} r + \upsilon_r \frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial r} r + \upsilon_\varphi \upsilon_r + 2\upsilon_r \omega r + gr\sin(\omega t + \varphi).$$

Выражение в скобках в правой части уравнения (2.20) является полным дифференциалом давления. В левой части - интегралы криволинейные.

Связь между проекциями относительной скорости (с учетом конгруэнтности линий тока) определяется соотношением

$$\upsilon_\varphi = r\frac{\partial \varphi'}{\partial t} = r\frac{d\varphi'}{dr}\cdot\frac{dr}{dt} = r\upsilon_r \frac{d\varphi'}{dr}. \qquad (2.21)$$

Для радиальных лопаток $\frac{d\varphi'}{dr} = 0$, поэтому проекция скорости $\upsilon_\varphi = 0$. Угол φ' в уравнении (2.21) - координата средней линии межлопаточного канала. Его максимальная величина для лопаток, выполненных по дуге окружности радиусом r, равна разности углов (рис.2.6):

$$\varphi' = \angle BOC - \angle AOC = \arcsin\frac{r_5}{r_3} - \arccos\frac{r^2 + r_3^2 - r_5^2}{2rr_3}.$$

Это выражение неудобно для расчетов, поэтому оно аппроксимируется трехчленом:

$$\varphi' = a_0 + a_1 r^2 + a_2 r^4. \qquad (2.22)$$

Коэффициенты в (2.22) находятся из условия равенства углов φ' при трех значениях радиуса

$$r' = \sqrt{r_3^2 - r_5^2}; \quad r'' = r_2; \quad r''' = \frac{r' + r''}{2}.$$

Так как угол φ' обычно не превышает 10-15° и в зависимости от радиуса меняется достаточно плавно, ошибка в определении угла φ', как показали сравнительные расчеты, за счет введенной аппроксимации не превышает 5'. Учитывая, что относительная скорость жидкости в межлопаточных каналах не превышает 3-4 м/с, возможная ошибка из-за введенной аппроксимации не оказывает существенного влияния на результаты расчетов по распределению давления в жидкости.

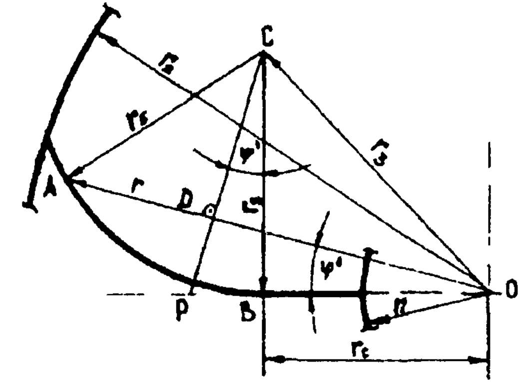


Рис.2.6. Схема лопатки рабочего колеса

Радиальная составляющая относительной скорости жидкости рассчитывается по секундному расходу жидкости через межлопаточный канал и задается производной по времени количества жидкости в нем $dV_я^ж / dt$. Эта жидкость проходит через поверхность радиусом r, площадь которой равна

$$F = \frac{2\pi r b \mu_л}{z}.$$

Коэффициент $\mu_л$, учитывающий загромождение канала лопатками, определяется соотношением

$$\mu_л = 1 - \frac{\delta_л z}{2\pi r \sin\beta_л}. \qquad (2.23)$$

Радиальная составляющая относительной скорости находится по уравнению

$$\upsilon_z = \frac{dV_я^ж}{dt}\cdot\frac{1}{F} = \frac{dV_я^ж}{dt}\cdot\frac{z}{2\pi r b\mu_л} = \frac{\lambda}{\mu_л r}. \qquad (2.24)$$

Здесь: $$\lambda = \frac{dV_{я}^{ж}}{dt} \cdot \frac{z}{2\pi b} . \qquad (2.25)$$

Количество жидкости в канале рабочего колеса (рис.2.7) определяется как разность между количеством жидкости в секторе $V^{ж}$ и ее количеством в безлопаточном пространстве в объеме BCDE $V^{пр}$, которое задается двойным интегралом:

$$V^{пр} = b \int\limits_{\Delta\alpha - \frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha + \frac{\pi}{z}} \int\limits_{r_2}^{r_k} r dr d\alpha = b \int\limits_{\Delta\alpha - \frac{\pi}{z}}^{\Delta\alpha + \frac{\pi}{z}} \frac{r_k^2 - r_2^2}{2} d\alpha . \qquad (2.26)$$

Радиус-вектор корпуса r_K в системе координат с центром на оси рабочего колеса (рис.2.8) находится по уравнению

$$r_k = \sqrt{R_{kp}^2 - e^2 \sin^2 \alpha} + e \cos \alpha .$$

После подстановки, интегрирования и упрощения результатов уравнение (2.26) принимает следующий вид:

$$V_{пр} = b\left[\left(R_{kp}^2 - r_2^2\right)\frac{\pi}{z} + e^2\left(2\cos^2\alpha' - 1\right)\sin\frac{\pi}{z}\cos\frac{\pi}{z} + \right.$$
$$\left. + eR_{kp}\cos\alpha' \sin\frac{\pi}{z} + \frac{R_{kp}^2}{2}\arcsin\left(2\frac{e}{R_{kp}}\cos\alpha' \sin\frac{\pi}{z}\right)\right]. \qquad (2.27)$$

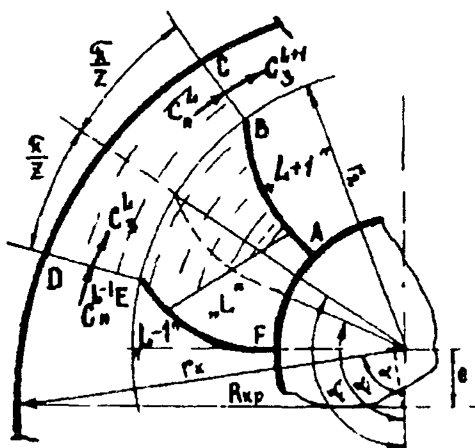


Рис.2.7. Схема определения количества жидкости в межлопаточном канале

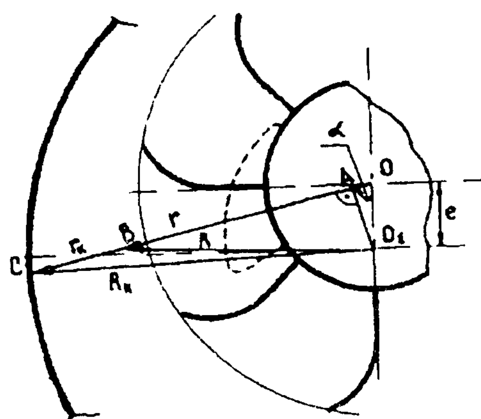


Рис.2.8. Схема определения радиус-вектора корпуса

Одним из возможных способов преобразования криволинейных интегралов уравнения (2.20) в обычные является выбор пути интегрирования , который проходит по линиям, конгруэнтным средней линии лопаток. В этом случае необходимо в уравнение (2.20) вместо дифференциала угловой координаты $d\varphi$ подставить его значение, определяемое из уравнения линии тока.

Для радиальных лопаток окружная составляющая относительной скорости равна нулю, а интегрирование производится только вдоль радиуса. В этом случае уравнение (2.20) упрощается и принимает вид

$$-\frac{\Delta p}{\rho} = \int\limits_r^r \frac{\partial \upsilon_r}{\partial t} dr + \int\limits_r^r \upsilon_r \frac{\partial \upsilon_r}{\partial r} dr - \int\limits_r^r r\omega^2 dr - \int\limits_r^r g\cos(\omega t + \varphi) dr . \qquad (2.28)$$

Пределы интегрирования определяются начальной и конечной точками рассматриваемой линии тока. Каждый из этих интегралов может быть взят в конечном виде.

Комплекс λ (2.25) не зависит от текущих координат в межлопаточном канале. Поскольку коэффициент μ_λ меняется незначительно, при интегрировании он принимается постоянным по всей толщине слоя жидкости и находится по величине радиуса, соответствующей центру объема жидкости:

$$r^{cp} = \frac{r' + r''}{2} .$$

С учетом этих замечаний берутся первые два интеграла :

$$\int\limits_{r'}^{r''} \frac{\partial \upsilon_r}{\partial t} dr = \int\limits_{r'}^{r''} \frac{\partial}{\partial t} \cdot \frac{\lambda}{r\mu_л} dr = \int\limits_{r'}^{r''} \frac{1}{\mu_л} \cdot \frac{d\lambda}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{dr}{r} =$$
$$= \frac{\omega}{\mu_л^{cp}} \cdot \frac{d\lambda}{d\alpha} \cdot \ln\left(\frac{r''}{r'}\right); \qquad (2.29)$$

$$\int\limits_{r'}^{r''} \upsilon_r \frac{\partial \upsilon_r}{\partial r} dr = \frac{1}{2}\upsilon_r^2\Big|_{r'}^{r''} = \frac{1}{2}\left(\frac{\lambda}{\mu_л^{cp}}\right)^2\left[\left(\frac{1}{r''}\right)^2 - \left(\frac{1}{r'}\right)^2\right] . \qquad (2.30)$$

Таким образом, при радиальных лопатках давление в жидкости вдоль радиуса изменяется согласно следующему уравнению:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \omega^2 \frac{(r'')^2-(r')^2}{2} + g\cos\alpha\left(r''-r'\right) - \frac{\omega}{\mu_{\text{л}}}\cdot\frac{d\lambda}{d\alpha}\ln\frac{r''}{r'} - \frac{1}{2}\left(\frac{\lambda}{\mu_{\text{л}}}\right)^2\left[\left(\frac{1}{r''}\right)^2-\left(\frac{1}{r'}\right)^2\right]. \qquad (2.31)$$

Для лопаток, выполненных по дуге окружности, при интегрировании уравнения (2.20) вместо $d\varphi$ необходимо подставить дифференциал $d\varphi'$, определяемый из уравнения (2.22):

$$\int_{r'}^{r''}\left[\frac{\partial \upsilon_r}{\partial t} + \upsilon_r\frac{\partial \upsilon_r}{\partial r} - \upsilon_\varphi^2\frac{1}{r} - 2\upsilon_\varphi\omega - r\omega^2 - g\cos(\omega t+\varphi)\right]dr + \int_{r'}^{r''}\left[\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial t}r + \upsilon_r\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial r}r + \upsilon_r\upsilon_\varphi + 2\upsilon_r\omega r - gr\sin(\omega t+\varphi)\right]\cdot \left(2a_1 r + 4a_2 r^3\right)dr = -\frac{\Delta p}{\rho}. \qquad (2.32)$$

Интегрирование данного уравнения с учетом зависимостей (2.21), (2.24) и (2.25) после упрощений приводит к зависимости прироста давления в жидкости вдоль линии тока от радиуса:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = -\frac{d\lambda}{d\alpha}\cdot\frac{1}{\mu_{\text{л}}}\omega\left\{\ln\frac{r''}{r'} + a_1^2\left[(r'')^4-(r')^4\right] + \frac{8}{3}a_1a_2\left[(r'')^6-(r')^6\right] + 2a_2^2\left[(r'')^8-(r')^8\right]\right\} - \left(\frac{\lambda}{\mu_{\text{л}}}\right)^2\left\{\frac{1}{2}\left[\left(\frac{1}{r''}\right)^2-\left(\frac{1}{r'}\right)^2\right] + 2a_1^2\left[(r'')^2-(r')^2\right] + 8a_1a_2\left[(r'')^4-(r')^4\right] + 8a_2^2\left[(r'')^6-(r')^6\right]\right\} - \frac{\omega^2}{2}\left[(r'')^2-(r')^2\right] - g\left(r''-r'\right)\cos\alpha + \frac{2}{3}a_1 g\left\{\left[(r'')^3-(r')^3\right] + \frac{6}{5}\cdot\frac{a_2}{a_1}\left[(r'')^5-(r')^5\right]\right\}. \qquad (2.33)$$

Изменение давления в межлопаточном канале вдоль окружности постоянного радиуса определяется интегрированием второго уравнения системы (2.12) при $r=const$.

$$\int_{\varphi'}^{\varphi''}\left[\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial t} + \upsilon_r\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial r} + \frac{\upsilon_r\upsilon_\varphi}{r} + 2\upsilon_r\omega + gr\sin(\omega t+\varphi)\right]d\varphi = -\frac{\Delta p}{\rho r}. \qquad (2.34)$$

В уравнении (2.34), согласно сделанным предположениям о движении жидкости по линиям тока, конгруэнтным средней линии канала, скорость не зависит от угловой координаты. Поэтому уравнение (2.34) интегрируется достаточно просто:

$$\Delta p = -\rho r\left[\left(\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial t} + \upsilon_r\frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial r} + \frac{\upsilon_r\upsilon_\varphi}{r} + 2\upsilon_r\omega\right)\left(\varphi''-\varphi'\right) - gr\cos\left(\omega t+\varphi''\right) + gr\cos\left(\omega t+\varphi'\right)\right]. \qquad (2.35)$$

Замена скорости жидкости комплексом λ приводит это уравнение к виду

$$\Delta p = \rho g r^2\left[\cos\left(\omega t+\varphi''\right) - \cos\left(\omega t+\varphi'\right)\right] - \rho r\left[2\frac{\lambda\omega}{\mu_{\text{л}}} - \left(4a_1 r + 16a_2 r^3\right)\left(\frac{\lambda}{\mu_{\text{л}}}\right)^2 - \left(2a_1r^2 + 4a_2r^4\right)\frac{\omega}{\mu_{\text{л}}}\cdot\frac{d\lambda}{d\alpha}\right]\left(\varphi''-\varphi'\right). \qquad (2.36)$$

Уравнения (2.33) и (2.36) дают возможность определить давление в любой точке межлопаточного канала в рабочем колесе при известных давлении газа и положении уровня жидкости на оси канала, в том числе и на наружной цилиндрической поверхности рабочего колеса. Кроме того, эти уравнения позволяют найти форму поверхности жидкости в ячейке по ее положению на средней линии. Для этого из (2.33) определяется давление на пересечении средней линии ячейки с окружностью рабочего колеса, а из (2.36) - давление вдоль этой окружности в ряде точек. Затем по (2.33) вычисляются радиусы $r_в$, при которых давление в жидкости на линиях тока, проходящих через выбранные точки, и давление газа в ячейке совпадают. Совокупность найденных точек и определяет поверхность жидкости в ячейке. Результаты расчета формы поверхности жидкости в ячейке и их сравнение с результатами эксперимента приведены в разд.2.6.

2.4. 3. Расчет движения жидкости в безлопаточном пространстве

Параметры жидкости в безлопаточном пространстве определяются в среднем сечении части сектора BCDE (см.рис.2.2) по уравнениям (2.18) и (2.19). При этом граничными условиями являются параметры жидкости на цилиндрической поверхности рабочего колеса.

Для двух последовательных положений сектора $(i\text{-}1)$ и i уравнение (2.18) записывается в виде

$$\int_{r_2}^{r_{ki}}\left(-rg\sin\alpha_i+\frac{C_i^2}{2}+\frac{p_i}{\rho}\right)C_{\alpha}dr-\int_{r_2}^{r_{ki-1}}\left(-gr\sin\alpha_{i-1}+\frac{C_{i-1}^2}{2}+\frac{p_{i-1}}{\rho}\right)C_{\alpha i-1}dr=$$

$$=r_2C_{2ri}\left(-gr_2\sin\alpha_i+\frac{C_{2i}^2}{2}+\frac{p_{2i}}{\rho}\right)-g\Delta\alpha_i\int_{r_2}^{r_{ki-1}}\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial\alpha}C_{\alpha-1}dr\,. \quad (2.37)$$

Для перехода к математической модели интегралы в этом уравнении заменяются суммами. Индексы j означают положение конкретной линии тока в i-м радиальном сечении безлопаточного пространства. При количестве точек между рабочим колесом и корпусом в конкретном i-м сечении , равном k, количество рассматриваемых линий тока равно $k+2$, а количество слоев - $k+1$ (рис.2.9).

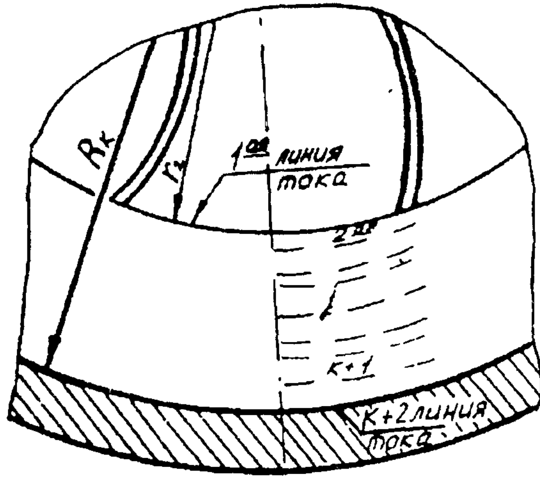


Рис.2.9. Схема расположения линий тока в безлопаточном пространстве

Первая линия тока характеризуется радиус-вектором рабочего колеса, $k+2$ проходит по внутренней поверхности корпуса. Принимается, что между j-й и $(j+1)$-й линиями тока находится j-й слой жидкости.

С учетом сделанных предположений уравнение (2.37) может быть представлено в виде

$$\left[\sum_{j=1}^{k+1}\left(-gr_j\sin\alpha+\frac{C_j^2}{2}+\frac{p_j}{\rho}\right)C_{\alpha j}\Delta r_j\right]_i-\left[\sum_{j=1}^{k+1}\left(-gr_j\sin\alpha+\frac{C_j^2}{2}+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\frac{p_j}{\rho}\right)C_{\alpha j}\Delta r_j\right]_{i-1}=r_2C_{2ri}\left(-gr_2\sin\alpha_i+\frac{C_{2i}^2}{2}+\frac{p_{2i}}{\rho}\right)-$$
$$-g\Delta\alpha_i\left[\sum_{j=1}^{k+1}\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial\alpha}jC_{\alpha j}\Delta r_j\right]_i\,. \quad (2.38)$$

Слой жидкости, выходящей на стороне всасывания из рабочего колеса за время $\Delta t_i=\Delta\alpha_i/\omega$ при его перемещении из $(i\text{-}1)$-го в i-е сечение, в безлопаточном пространстве имеет толщину $\Delta r_{j=1}=C_{2ri}\Delta\alpha_i/\omega$. Расчет параметров жидкости на выходе из рабочего колеса приведен в разд.2.4.2 (в том числе и давление в жидкости на оси канала).

Давление на расстоянии $\Delta r_{j=1}$ от рабочего колеса определяется по уравнению (2.19):

$$\left(p_{j=2}\right)=p_{2i}+\frac{\rho C_{2\alpha i}^2}{r_2+\dfrac{\Delta r_{j=1}}{2}}\Delta r_{j=1}\,. \quad (2.39)$$

В дальнейшем индекс α в скорости жидкости опускается, так как угол между вектором этой скорости и нормалью к радиусу достаточно мал, а косинус этого угла соответственно близок к единице.

Суммарная механическая энергия в точке i-го сечения по линии тока $j=2$ находится из уравнения (2.16):

$$\left(\Gamma_i\right)_{j=2}=\left(\Gamma_{i-1}\right)_{j=1}-\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial\alpha}\Delta\alpha_i\,. \quad (2.40)$$

По уравнению (2.40) можно найти скорость в рассматриваемой точке:

$$\left(C_{j=2}\right)_i=\sqrt{2\left\{\left[-gr_2\sin\alpha+\frac{C_2^2}{2}+\frac{p_2}{\rho}\right]_{i-1}-\left[\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial\alpha}\right]_i\Delta\alpha_i-\frac{\left(p_{j=2}\right)_i}{\rho}+g\left(r_{j=2}\right)\sin\alpha_i\right\}}\,. \quad (2.41)$$

Для определения скорости жидкости в других точках i-го

сечения оно разбивается на ряд участков Δr_j, где $2 \le j \le \kappa + 1$. Каждой точке i-го сечения соответствует точка $(i\text{-}1)$-го сечения, расстояние до которой от рабочего колеса рассчитывается по соотношению

$$\left(\sum_{l=1}^{j} \Delta r_l\right)_{i-1} = \left(\sum_{l=1}^{j} \Delta r_l\right)_i \frac{\delta_{i-1}}{\delta_i - \Delta r_{j=1}} . \qquad (2.42)$$

Давление и скорость жидкости в произвольной точке i-го сечения определяются по уравнениям

$$\left(p_{j+1}\right)_i = p_{2i} + \left(\sum_{l=1}^{j} \frac{\rho C_l^2}{r_l + \frac{\Delta r_l}{2}} \Delta r_l\right)_i ; \qquad (2.43)$$

$$C_j = \sqrt{2\left\{\left[-g r_j \sin\alpha + \frac{C_j^2}{2} - \frac{p_j}{\rho}\right]_{i-1} - \left[\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial \alpha}\right]_i \Delta\alpha_i - \frac{(p_j)_i}{\rho} + g\left(r_j \sin\alpha\right)_i\right\}} . \qquad (2.44)$$

На стороне сжатия и нагнетания жидкость из безлопаточного пространства входит в рабочее колесо, поэтому $\Delta r_{j=1} < 0$. Расчет параметров в произвольном сечении в этой области также производится по уравнениям (2.42)-(2.44). Методика определения гидравлических потерь приведена в разд.2.7.

Как показали расчеты, двумерная задача без большого ущерба для точности может быть сведена к одномерной, что существенно упрощает ее решение . Уравнение (2.37) записывается в виде

$$-g\int_{r_2}^{r_k} C_i r_i \sin\alpha_i dr + \frac{1}{2}\int_{r_2}^{r_k} C_i^3 dr + \frac{1}{\rho}\int_{r_2}^{r_k} \rho_i C_i dr + g\int_{r_2}^{r_k} C_{i-1} r_{i-1} \sin\alpha_{i-1} dr -$$
$$-\frac{1}{2}\int_{r_2}^{r_k} C_{i-1}^3 dr - \frac{1}{\rho}\int_{r_2}^{r_k} p_{i-1} C_{i-1} dr = r_2 C_{2ri}\left(-g r_2 \sin\alpha_i + \frac{C_{2i}^2}{2} + \frac{p_{2i}}{\rho}\right) -$$

$$- g\Delta\alpha_i \int_{r_2}^{r_k} \left(\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial \alpha}\right)_i C_{i-1} dr. \qquad (2.45)$$

Усреднение скорости в каждом из четырех типов полученных интегралов приводит к различным ее значениям. Поэтому среднюю скорость следует находить из уравнения неразрывности (т.е. заданное поле скоростей и получаемая средняя скорость должны обеспечивать получение одинакового расхода):

$$\int_{r'}^{r''} C dr = C^{ср} \int_{r'}^{r''} dr = C^{ср}\left(r'' - r'\right), \qquad (2.46)$$

$$\int_{r'}^{r''} C r \sin\alpha dr = C^{ср} \sin\alpha \int_{r'}^{r''} r dr = C^{ср} \frac{\left(r''\right)^2 - \left(r'\right)^2}{2} \sin\alpha . \qquad (2.47)$$

В двух других интегралах усреднение приводит к необходимости введения поправочных коэффициентов:

$$\int_{r'}^{r''} C^3 dr = \alpha_1 \left(C^{ср}\right)^3 \int_{r'}^{r''} dr = \alpha_1 \left(C^{ср}\right)^3 \left(r'' - r'\right), \qquad (2.48)$$

$$\int_{r'}^{r''} pC dr = C^{ср} \int_{r'}^{r''} p dr . \qquad (2.49)$$

Давление в произвольной точке безлопаточного пространства определяется давлением на цилиндрической поверхности рабочего колеса p_2 и перепадом давлений в жидкости до рассматриваемой точки Δp и может быть представлено суммой

$$p = p_2 + \Delta p . \qquad (2.50)$$

Давление p_2 находится из расчета движения жидкости в рабочем колесе, а давление Δp зависит от расстояния между рабочим колесом и рассматриваемой точкой. В дальнейшем предполагается, что в безлопаточном пространстве перепад давлений в радиальном направлении создается только центростремительным ускорением, которое направлено к центру корпуса:

$$\Delta p = \int_{R_p}^{R} \frac{\partial p}{\partial R} dR = \rho \int_{R_p}^{R} \frac{C^2}{R} dR \ . \tag{2.51}$$

Замена скорости на ее усредненное значение приводит уравнение (2.51) к виду

$$\Delta p = \rho \alpha_2 \left(C^{cp}\right)^2 \ln \frac{R}{R_p} \ .$$

Здесь

$$\alpha_2 = \frac{\int_{R_p}^{R} \frac{C^2}{R} dR}{\left(C^{cp}\right)^2 \ln\left(\frac{R}{R_p}\right)} \ . \tag{2.52}$$

С учетом (2.50) и (2.51) уравнение (2.49) можно записать следующим образом:

$$\int_{r'}^{r''} pCdr = C^{cp} p_2 \int_{r'}^{r''} dr + \alpha_2 \left(C^{cp}\right)^3 \rho \int_{r'}^{r''} \ln \frac{R}{R_p} dr \ . \tag{2.53}$$

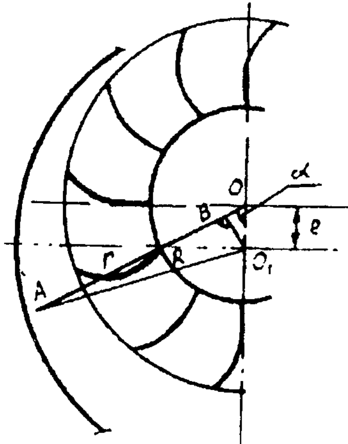


Рис.2.10. Связь между радиусами в различных системах координат

Согласно рис.2.10, расстояния до произвольной точки от центра рабочего колеса и центра корпуса связаны между собой уравнением

$$R = \sqrt{\left(r - e\cos\alpha\right)^2 + \left(e\sin\alpha\right)^2},$$

что дает возможность взять второй интеграл в уравнении (2.53)

$$\int_{r'}^{r''} \ln \sqrt{\frac{\left(r - e\cos\alpha\right)^2 + \left(e\sin\alpha\right)^2}{\left(r_2 - e\cos\alpha\right)^2 + \left(e\sin\alpha\right)^2}} dr \approx \int_{r'}^{r''} \ln \frac{r - e\cos\alpha}{r_2 - e\cos\alpha} dr =$$

$$= \left(r'' - e\cos\alpha\right) \ln \frac{r'' - e\cos\alpha}{r_2 - e\cos\alpha} - \left(r' - e\cos\alpha\right) \ln \frac{r' - e\cos\alpha}{r_2 - e\cos\alpha} - \left(r'' - r'\right) . \tag{2.54}$$

Проверочные расчеты показали, что ошибка от упрощения под знаком интеграла не превышает 1%.

Таким образом, уравнение (2.49) приводится к виду

$$\int_{\kappa'}^{\kappa''} pCdr = C^{cp} p_2 \left(r'' - r'\right) + \alpha_2 \rho \left(C^{cp}\right)^3 \left[\left(r'' - e\cos\alpha\right) \ln \frac{r'' - e\cos\alpha}{r_2 - e\cos\alpha} - \left(r' - e\cos\alpha\right) \ln \frac{r' - e\cos\alpha}{r_2 - e\cos\alpha} - \left(r'' - r'\right) \right] . \tag{2.55}$$

Коэффициенты α_1 и α_2 определяются полем скоростей. По результатам экспериментов они приняты равными, соответственно, α_1=1,02 и α_2=1,05 (рис.2.30 и 2.31). В дальнейшем уравнение (2.45) для стороны всасывания и стороны сжатия и нагнетания будет записываться по-разному. На стороне сжатия и нагнетания при движении сектора от $(i\text{-}1)$-го до i-го сечения часть жидкости входит в рабочее колесо. Поэтому поток жидкости, проходящий в i-е сечение, в $(i\text{-}1)$-м сечении занимает слой, толщина которого δ' (см.рис.2.7) определяется по уравнению, аналогичному (2.42) :

$$\delta'_{i-1} = \delta_{i-1} - C_{2ri} \frac{\Delta\alpha_i}{\omega} \ . \tag{2.56}$$

Если в уравнении (2.45) в i-м и $(i\text{-}1)$-м сечениях рассматривать поток толщиной δ и δ' соответственно, то в нем необходимо исключить слагаемое, которое характеризует энергию потока, уходящего в рабочее колесо. Уравнение (2.45) с учетом выражений (2.46), (2.47), (2.48) и (2.55) после сокращения на величину расхода принимает вид

$$gr_i^{cp} \sin\alpha_i + \alpha_1 \frac{\left(C_i^{cp}\right)^2}{2} + \frac{p_{2i}}{\rho} + \alpha_2 \left(C_i^{cp}\right)^2 \left[\frac{r_{ki} - e\cos\alpha_i}{\delta_i} \right.$$

$$\cdot \ln \frac{r_{ki} - e\cos\alpha_i}{r_2 - e\cos\alpha_i} - 1\Bigg] + g r^{cp}_{i-1} \sin\alpha_{i-1} - \alpha_1 \frac{\left(C^{cp}_{i-1}\right)^2}{2} -$$

$$-\frac{p_{2i-1}}{\rho} - \alpha_2 \left(C^{cp}_{i-1}\right)^2 \cdot \Bigg[\frac{r_{ki-1} - e\cos\alpha_{i-1}}{\delta'_{i-1}} \cdot$$

$$\cdot \ln \frac{r_{ki-1} - e\cos\alpha_{i-1}}{r_{ki-1} - e\cos\alpha_{i-1} - \delta'_{i-1}} - 1\Bigg] + g\left[\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial\alpha}\right]_i \Delta\alpha_i = 0 . \qquad (2.57)$$

Полученное уравнение дает возможность определить среднюю скорость движения жидкости на стороне сжатия и нагнетания:

$$C_i^{cp} = \sqrt{\frac{g\left[r_i^{cp}\sin\alpha_i - r_{i-1}^{cp}\sin\alpha_{i-1} - \left(\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial\alpha}\right)_i \Delta\alpha_i\right] + \frac{p_{2i-1} - p_{2i}}{\rho}}{\alpha_2 \frac{r_{ki} - e\cos\alpha_i}{\delta_i} \ln\frac{r_{ki} - e\cos\alpha_i}{r_2 - e\cos\alpha_i} - \alpha_2 + \frac{\alpha_1}{2}} + \frac{\left(c_{i-1}^{cp}\right)^2\left[\alpha_2\left(\frac{r_{ki-1} - e\cos\alpha_{i-1}}{\delta'_{i-1}} \ln\frac{r_{ki-1} - e\cos\alpha_{i-1}}{r_{ki-1} - e\cos\alpha_{i-1} - \delta'_{i-1}} - 1\right) + \frac{\alpha_1}{2}\right]}{\alpha_2 \frac{r_{ki} - e\cos\alpha_i}{\delta_i} \ln\frac{r_{ki} - e\cos\alpha_i}{r_2 - e\cos\alpha_i} - \alpha_2 + \frac{\alpha_1}{2}}} . \qquad (2.58)$$

На стороне всасывания при движении от $(i\text{-}1)$-го до i-го сечения часть жидкости выходит из рабочего колеса со скоростью

$$C_2 = C_{2a}\cos\eta_p - C_{2r}\sin\eta_p .$$

Радиальная составляющая этой скорости равна радиальной составляющей относительной скорости υ_{2r}, которая находится по (2.24). Тангенциальная составляющая определяется по уравнению

$$C_{2a} = \omega r_2 + \psi \upsilon_{2\varphi} = \omega r_2 + \psi \frac{\upsilon_{2r}}{\tan\beta_{л2}} . \qquad (2.59)$$

Коэффициент ψ учитывает влияние конечного числа лопаток. Существуют различные методы расчета этого коэффициента для роторов центробежных машин. Для жидкостнокольцевой машины они не дают удовлетворительных результатов, так как в отличие от центробежных машин в межлопаточных каналах ЖКМ имеется свободная поверхность жидкости, а ее движение является неустановившимся. Поэтому впредь до получения достоверных данных ψ принят равным единице.

Жидкость, поступающая на стороне всасывания в i-е сечение из $(i\text{-}1)$-го, движется со скоростью C'_i и занимает только часть сечения, величина δ_i' которой определяется аналогично уравнению (2.56):

$$\delta'_i = \delta_{i-1} - C_{2ri}\frac{\Delta\alpha_i}{\omega} . \qquad (2.60)$$

Для нахождения скорости C'_i уравнение (2.45) преобразуется в аналогичное (2.57) и записывается следующим образом:

$$g r_i^{cp}\sin\alpha_i + \alpha_1 \frac{\left(C_i^{cp}\right)^2}{2} + \frac{p_{2i}}{\rho} + \alpha_2\left(C'_i\right)^2\Bigg[\frac{r_{ki} - e\cos\alpha_i}{\delta'_i} \cdot$$

$$\cdot \ln\frac{r_{ki} - e\cos\alpha_i}{r_{ki} - \delta'_i - e\cos\alpha_i} - 1\Bigg] + g r_{i-1}^{cp}\sin\alpha_{i-1} - \alpha_1 \frac{\left(C_{i-1}^{cp}\right)^2}{2} - \frac{p_{2i-1}}{\rho} -$$

$$-\alpha_2\left(C_{i-1}^{cp}\right)^2\Bigg[\frac{r_{ki-1} - e\cos\alpha_{i-1}}{\delta_{i-1}} \ln\frac{r_{ki-1} - e\cos\alpha_{i-1}}{r_2 - e\cos\alpha_{i-1}} - 1\Bigg] +$$

$$+ g\left(\frac{\partial h_w(r,\alpha)}{\partial\alpha}\right)_i \Delta\alpha_i = 0 . \qquad (2.61)$$

Скорость жидкости C'_i находится по уравнению, аналогичному (2.58). Средняя скорость всего потока жидкости в i-м сечении на стороне всасывания рассчитывается из уравнения

$$C_i^{cp} = \frac{C'_i\delta'_i + \frac{C_{2i} + C_{2i-1}}{2}\left(\delta_i - \delta_{i-1}\right)}{\delta_i} . \qquad (2.62)$$

Полученные уравнения дают возможность определить скорость жидкости в любом сечении безлопаточного пространства.

2.4. 4. Определение количества жидкости в единичном секторе

Количество жидкости в i-м положении сектора ABCDEF (см.рис.2.2) определяется количеством жидкости, заполняющим его в $(i\text{-}1)$-м положении, и количеством поступившей (или вытекшей) жидкости при перемещении рабочего колеса за время $\Delta t_i=\Delta\alpha_i/\omega$ через открытые границы секторов BC и DE (см.рис. 2.7):

$$V_i^{ж} = V_i^{ж} + V_{BC}^{ж} - V_{DE}^{ж} . \qquad (2.63)$$

Количество жидкости, проходящей через сечения BC и DE, находится по уравнениям

$$V_{BC}^{ж} = b\left(r_{к\,п} - r_2\right)\frac{\Delta\alpha}{\omega}\left(U_{BC} - C_{BC}\right), \qquad (2.64)$$

$$V_{DE}^{ж} = b\left(r_{к\,з} - r_2\right)\frac{\Delta\alpha}{\omega}\left(U_{DE} - C_{DE}\right), \qquad (2.65)$$

где $r_{кп}$ и $r_{кз}$ - радиус-векторы из центра рабочего колеса до точек C и D, т.е. до передней и задней границ сектора ;

$$U = \frac{r_k + r_2}{2}\omega . \qquad (2.66)$$

Скорости жидкости на передней и задней границах сектора C_n и $C_з$ соответственно вычисляются по уравнению (2.58), в которое вместо параметров с индексом $(i\text{-}1)$ подставляются параметры среднего сечения ячейки, а вместо параметров с индексом i - параметры искомой границы. Потери при этом принимаются равными нулю.

Давления на окружности рабочего колеса p_{2n} и $p_{2з}$ находятся по уравнению (2.33) подстановкой в него координат для передней $\varphi = \varphi' + \frac{\pi}{z}$ и задней $\varphi = \varphi' - \frac{\pi}{z}$ границ ячейки, а также радиуса рабочего колеса $r=r_2$.

Скорость пересечения жидкостью передней границы сектора BC определяется ее скоростью до пересечения в предыдущем $(L+1)$ секторе и перепадом давлений по обе стороны сечения BC:

$$C_{BC}^2 = \left(C_3^{L+1}\right)^2 + \frac{2}{\rho}\left(p_3^{L+1} - p_n^L\right), \qquad (2.67)$$

где C_3^{L+1} и p_3^{L+1} - средняя скорость и давление в безлопаточном пространстве у задней границы сектора, следующего по отношению к рассматриваемому L . Эти параметры находятся так же, как C_3 и p_3 при перемещении рассматриваемого сектора на угол $\frac{2\pi}{z}$ по направлению вращения рабочего колеса. Аналогично рассчитывается скорость пересечения жидкостью задней границы DE сектора:

$$C_{DE}^2 = \left(C_n^{L-1}\right)^2 - \frac{2}{\rho}\left(p_3^L - p_n^{L-1}\right), \qquad (2.68)$$

где $C_n^{L\text{-}1}$ и $p_n^{L\text{-}1}$- средняя скорость и давление жидкости в безлопаточном пространстве у передней границы предшествующего сектора.

2.5. Экспериментальное определение скорости жидкости в безлопаточном пространстве

2.5. 1. Описание экспериментальной установки. Методика проведения эксперимента

Теоретические исследования движения жидкости в ЖКМ и расчеты, проведенные по математической модели, показали, что скорость жидкости в безлопаточном пространстве переменна по величине как в окружном, так и в радиальном направлениях. Полученные результаты требуют экспериментального подтверждения.

При замере скорости пришлось отказаться от использования трубок Пито-Прандтля, которые предназначены для замера скорости потока с прямолинейной осью канала и с постоянной или плавно меняющейся вдоль оси канала площадью поперечного сечения. Локальная скорость жидкости и ее направление могут быть замерены пятиточечными шаровыми насадками [43]. Однако использование их для большого количества замеров (в нашем эксперименте их число превысило 4000) связано со значительными затратами времени как на проведение экспериментов, так и на их обработку.

Желательно необходимые замеры производить более простыми датчиками, которые обеспечивали бы приемлемую степень

точности. Для этого были использованы многоточечные зонды с трубками Пито, и с их помощью определялось поле полных давлений в радиальном сечении безлопаточного пространства. В этом же радиальном сечении замерялось статическое давление на корпусе машины. Статическое давление в соответствующих точках радиального сечения можно найти по приведенной ниже методике.

Для подтверждения достаточной степени точности рассмотренного метода определения скорости жидкости производились сравнительные замеры скорости жидкости шаровым пятиточечным зондом. Кроме того, замерялось статическое давление в точках установки трубок Пито.

Объектом испытаний являлся серийный вакуумный насос ВВН-3. Основные геометрические размеры насоса следующие:

r_2 = 100,0 мм;	e = 13,5 мм;	$\beta_{2л}$ = 64°;
r_1 = 52,5 мм;	b = 220,0 мм;	z = 12;
$R_к$ = 116,6 мм;	$\delta_л$ = 5,0 мм;	n = 1450 об/мин.

В этой машине окно всасывания расположено на одной лобовине, а окно нагнетания - на другой. Соответственно датчики статического давления на корпусе обозначены индексами.

Для замера поля скоростей в специально изготовленном усиленном корпусе машины прорезаны 11 пазов в среднем по отношению к лобовинам сечении. В верхнем VI сечении (θ=180°) размещению паза препятствует канал подвода воды. В каждом пазе может быть установлен гребенчатый зонд трубок Пито, количество которых в зависимости от сечения изменялось от 1 до 7. Среднее расстояние между трубками в каждом зонде было равно 3-4 мм. Полное давление измерялось в 41 точке безлопаточного пространства. Пазы расположены таким образом, чтобы концы трубок Пито приходились на радиальные сечения, отстоящие друг от друга на 30°. Начало отсчета сечений производилось от вертикальной оси О-О (см.рис.2.1) в направлении процесса сжатия (сечения 0-XI, θ=0, 30, 60, 90, 120, 150, 210, 240, 270, 300, 330°).

На корпусе в радиальном сечении по обе стороны от зонда на расстоянии 50 мм установлены датчики для измерения давления жидкости $p_{квс}$ и $p_{кн}$ на корпус. Передний срез трубок Пито и отверстия для замера давления расположены в одной плоскости, проходящей через ось корпуса. На входной части каждой трубки Пито снята фаска под углом 90°, благодаря чему отклонение потока от оси трубки в пределах 10° практически не влияет на точность замера полного давления [43]. Замер давления во всех датчиках производился U-образными ртутными манометрами. Чтобы избежать попадания воздуха в трубопроводы, соединяющие датчики давления с манометрами, в системе замера использовались специальные воздухоотделители (рис.2.11). Они были установлены в наивысшей точке экспериментальной установки. Перед началом проведения экспериментов система трубопроводов между манометрическими трубками и датчиками давления заполнялась водой. После запуска машины при каждом эксперименте производился дренаж воздуха из верхней части воздухоотделителей с помощью зажимов I, и лишь после этого снимались зажимы II, отделяющие датчики давления от манометра. Перед каждой остановкой зажимы II устанавливались снова.

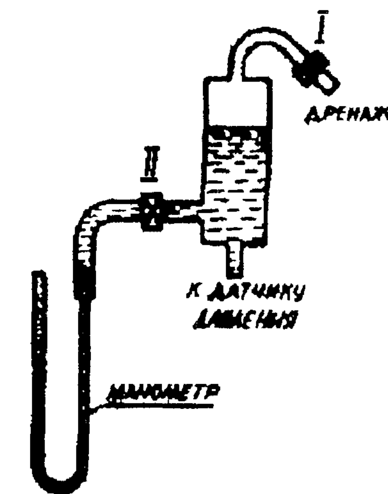


Рис.2.11. Схема воздухоотделителя

Замеры производились на 24 режимах при давлениях во всасывающем патрубке 90, 80, 70, 50, 30, 10 кПа и при расходах воды через насос 4, 8, 12 и 15 л/мин в каждом сечении раздельно. При этом зонды во всех остальных пазах заменялись заглушками, которые устанавливались заподлицо с внутренней поверхностью корпуса.

Контроль идентичности режимов работы при замерах в различных сечениях осуществлялся по показаниям контрольного и базового манометров, которые замеряют давление на корпус в сечении II (θ=60°). Это сечение выбрано в качестве контрольного, поскольку оно находится в зоне конца процесса сжатия газа до соединения ячейки с нагнетательным окном. В этом сечении изменение режима работы машины сказывается на давлении наиболее сильно.

Давление на некоторых режимах работы доходило до 0,25 МПа, и для замера такого давления требовались U-образные манометры высотой не менее 2,0 м. Имевшиеся в наличии манометры были короче и поэтому замеры производились дифференциально, т.е. сравнением с базовым давлением на корпус $p_б$ во II сечении со стороны нагнетания.

2.5. 2. Методика обработки результатов испытаний

При обработке результатов испытаний давление удобнее выражать в избыточных единицах. Определение контрольного $p_к$ и базового $p_б$ давлений во II сечении производится по уравнению

$$p = 133(Э - U) + 9{,}8(h + U + R_{kp}\cos\theta_{i\ 2})\text{, Па.}$$

Графики значений $p_к$ и $p_б$ в различных экспериментах приведены на рис. 2.12.

Давление воздуха во всасывающем патрубке $p_{вс}$ рассчитывается по уравнению

$$p = 133(Э - U)\text{, Па.}$$

Давление жидкости на корпус $p_{вск}$ и $p_{нк}$ и полное давление в трубках Пито в каждом сечении находятся по уравнению

$$p = 133(Э - U) + 9{,}8(p_б - R_{kp}\cos\theta_{i=2} - R_{kp}\cos\theta_i)\text{, Па.}$$

Во всех случаях ($Э\,U$) является алгебраической суммой отклонений уровня ртути от нулевой линии в обоих коленах

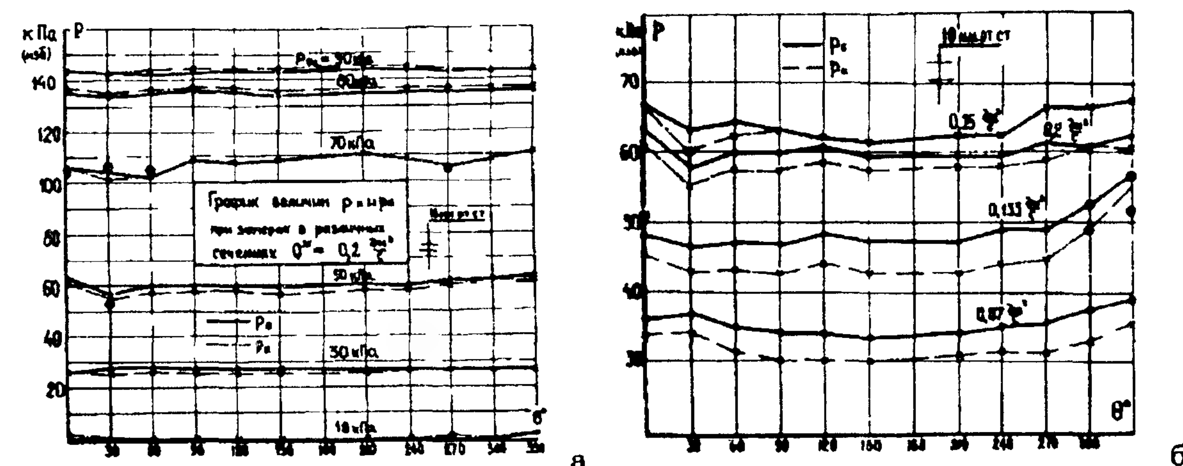


Рис.2.12. Контрольные и базовые давления на корпусе во II сечении:
а - при различных давлениях всасывания и расходе воды 12 л/мин;
б - при различном расходе воды и давлении всасывания 30 кПа

U-образного манометра. Графики изменения давления жидкости $p_{квс}$ и $p_{кн}$ приведены на рис.2.13, а графики изменения полей полных давлений p при различных режимах работы насоса - на рис.2.14. По оси абсцисс на них отложено расстояние от корпуса до точки замера полного давления p. Каждая кривая на графиках соответствует определенному сечению.

Для нахождения поля скоростей в безлопаточном пространстве поток жидкости разделяется линиями тока, проходящими через центры трубок Пито. Перепад давления, возникающий под действием центробежных сил в j-м слое жидкости, рассчитывается по уравнению

$$\Delta p_j = \rho\int_{R_j}^{R_{j+1}}\frac{C^2}{R}dR = \rho\left(C_j^{cp}\right)\ln\frac{R_{j+1}}{R_j}\ .$$

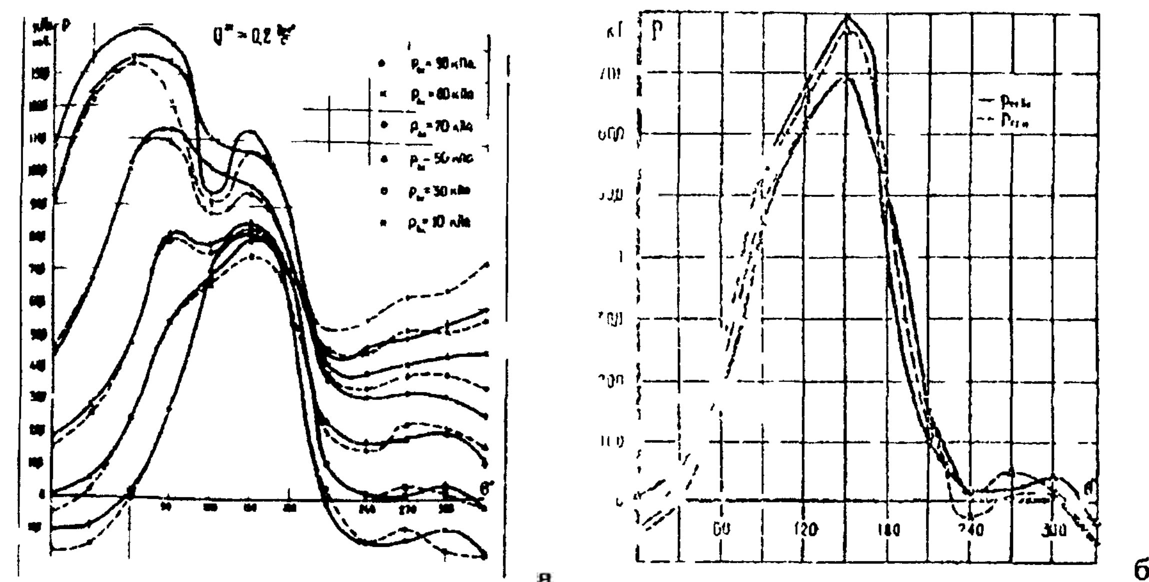


Рис.2.13. Давление жидкости на корпус машины с обеих сторон зонда трубок Пито:
а - при различных давлениях всасывания и расходе воды 12 л/мин;
б -при различном расходе воды и давлении всасывания 30 кПа

Средняя скорость жидкости в j-м слое принимается равной

$$C_j^{cp} = \sqrt{\frac{C_j^2 + C_{j+1}^2}{2}}\ . \qquad (2.69)$$

Давление и скоростной напор на j-й линии тока определяются по уравнениям

$$p_j = p_{j+1} - \left(C_j^{cp}\right)^2\ln\frac{R_{j+1}}{R_j}\ ,\quad \rho\frac{C_j^2}{2} = p_j^* - p_j\ . \qquad (2.70)$$

Скорость жидкости на j-й линии тока находится из (2.69) и (2.70) :

$$C_j = \sqrt{\frac{p_j^* - p_j + \frac{1}{2}\rho\left(C_{j+1}\right)^2 \ln\frac{R_{j+1}}{R_j}}{\frac{\rho}{2}\left(1 - \ln\frac{R_{j+1}}{R_j}\right)}} .$$

Однако уравнение (2.69) неприемлемо для расчета перепада давления в примыкающем к корпусу $(j+1)$-м слое, так как неизвестно распределение скорости в непосредственной близости от корпуса. При определении средней скорости в $(j+1)$-м слое используется теория пограничного слоя. В первом приближении можно считать течение в пограничном слое плоским. Согласно [4], канал предполагается гидравлически гладким, и профиль скоростей для него в пограничном слое задается уравнением

$$\frac{C}{C_\infty} = \left(\frac{R_{kp} - R_{j=k+1}}{\delta_{nc}}\right)^{\frac{1}{n}} \qquad (2.71)$$

При течении жидкости вдоль плоской стенки коэффициент n=7, если Re находится в диапазоне $10^4 \le Re \le 2 \cdot 10^5$. При этом за характерный геометрический размер принимается толщина пограничного слоя δ_{nc}. Проведенные расчеты показали, что для исследуемого насоса это условие выполняется.

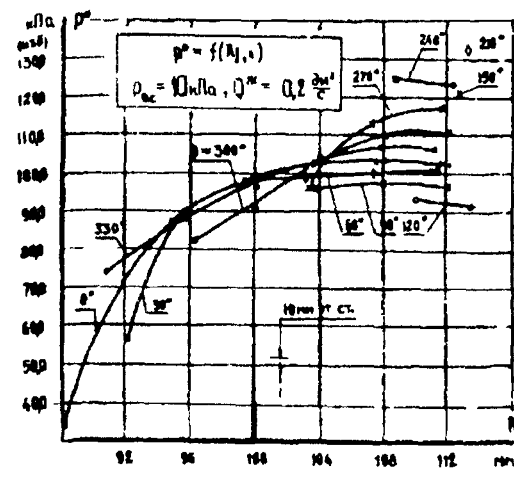
Расход жидкости в $(k+1)$-м слое (см.рис.2.9) может быть определен двумя различными уравнениями

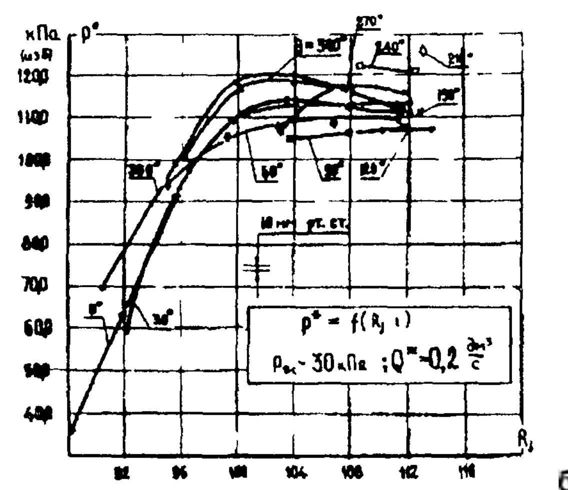
$$Q^{ж}_{k+1} = \int_{R_{j-k+1}}^{R_{kp}} bCdr = \frac{n}{n+1} \cdot \frac{bC_\infty}{\delta_{nc}^{1/n}} \left(R_{kp} - R_{j=k+1}\right)^{\frac{n+1}{n}} , \qquad (2.72)$$

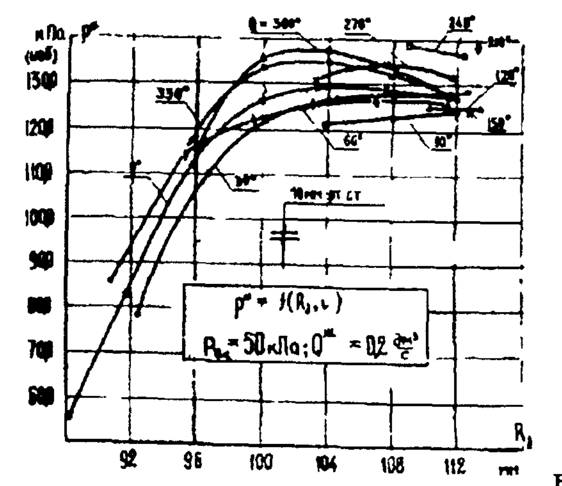
$$Q^{ж}_{k+1} = C^{cp}_{j=k+1} b\left(R_{kp} - R_{j-k+1}\right). \qquad (2.73)$$

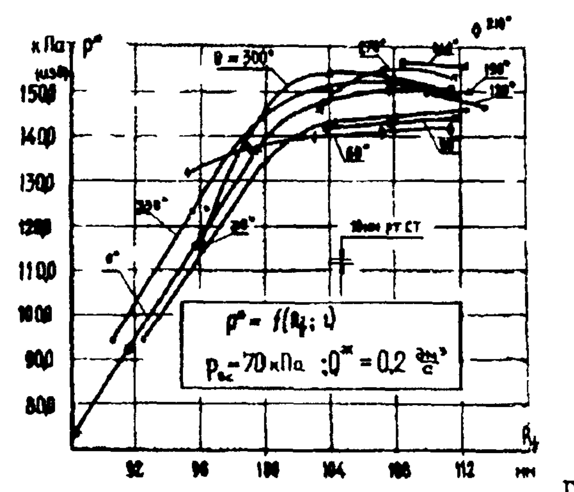
Из (2.71) - (2.73) выводится соотношение для нахождения средней скорости жидкости в $(k+1)$-м слое:

$$C^{cp}_{j=k+1} = \frac{n}{n+1}\dot{C}_{j=k+1} = \frac{7}{8} C_{j=k+1} . \qquad (2.74)$$


а


б


в


г

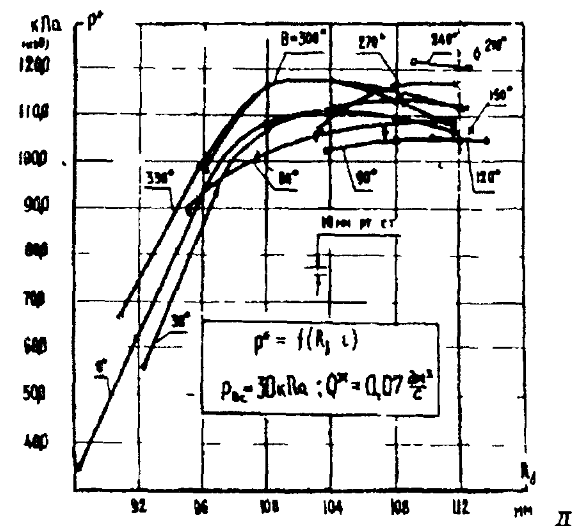

д

Рис.2.14. Полное давление жидкости в безлопаточном пространстве при различном давлении всасывания:
а - 10 кПа;
б - 30 кПа;
в - 50 кПа;
г - 70 кПа;
д - 30кПа

Скорость жидкости на $(k+1)$-й линии тока определяется из уравнений (2.70) и (2.74):

$$C_{j=k+1} = \sqrt{\frac{2\rho\left(p^*_{j=k+1} - p_{j=k+2}\right)}{1 - 2\left(\frac{7}{8}\right)^2 ln\frac{R_{kp}}{R_{j=k+1}}}} \; . \qquad (2.75)$$

В расчетах давление жидкости на корпус $p_{кр}$ принимается равным среднему между показаниями обоих датчиков:

$$p_{kp} = \frac{p_{к\,вс} + p_{к\,н}}{2} \; . \qquad (2.76)$$

Значения давления жидкости на корпус при различных режимах приведены на рис.2.15.

Давление в жидкости на (k+1)-й линии тока в произвольном сечении определяется следующим образом

$$p_{j=k+1} = p_{kp} - \rho\left(\frac{7}{8}C_{j=k+1}\right)^2 \cdot ln\frac{R_{kp}}{R_{j=k+1}} \; . \qquad (2.77)$$

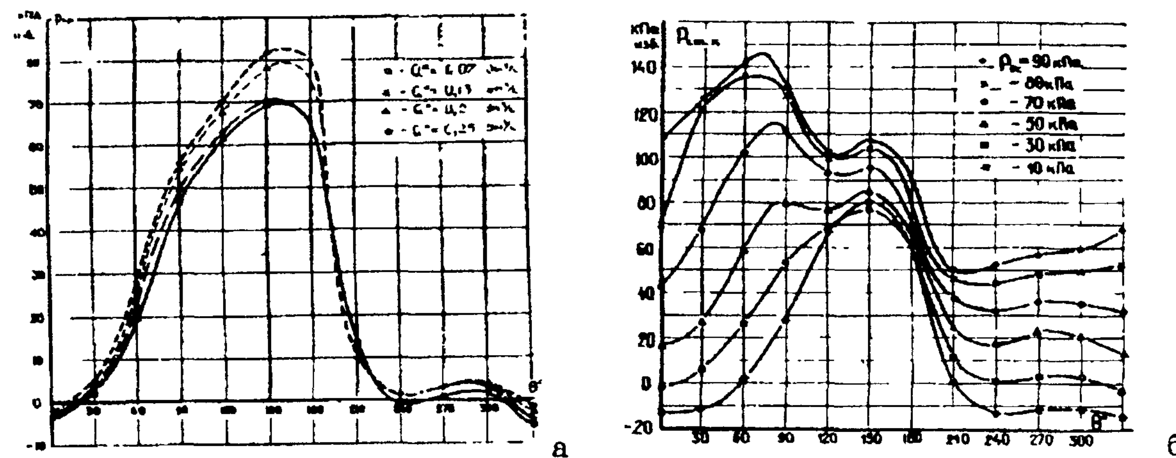


Рис.2.15. Усредненное давление жидкости на корпус на различных режимах :
а-при давлении всасывания 30 кПа и различном расходе воды;
б-при расходе воды 12л/мин и различном давлении всасывания

Скорость жидкости в произвольном сечении на линиях тока, проходящих через трубки Пито, за исключением (k+1)-й линии, находится по уравнению

$$C_j = \sqrt{\frac{p^*_j - p_j + \frac{\rho}{2}\ln\frac{R_{j+1}}{R_j}}{\frac{\rho}{2}\left(1 - \ln\frac{R_{j+1}}{R_j}\right)}} \; . \qquad (2.78)$$

Аналогично рассчитывается давление на этих же линиях тока:

$$p_j = p_{j+1} - \rho\left(C^{cp}_j\right)^2 \ln\frac{R_{j+1}}{R_j} \; . \qquad (2.79)$$

Полученные уравнения дают возможность построить поле скоростей в жидкостном кольце. Поля скоростей в безлопаточном пространстве на различных режимах приведены на рис.2.16. Следующим этапом в обработке результатов этих экспериментов является определение средней скорости жидкости в безлопаточном пространстве.

Для этого находится секундный расход жидкости через произвольное радиальное сечение

$$Q^{ж}_{з\,а\,i} = b\left[\sum_{j=1}^{k+1}\left(R_{j+1} - R_j\right)C^{cp}_j\right]_i \; . \qquad (2.80)$$

Средняя скорость жидкости в безлопаточном пространстве

$$C^{cp}_i = \frac{Q^{ж}_{з\,а\,i}}{R_{kp} - \left(R_{j=1}\right)_i} \; . \qquad (2.81)$$

Так как в VI сечении (θ=180°) замер скорости не производился (этому препятствовал канал подвода жидкости), ее можно определить условно по уравнению

$$C^{cp}_i = \frac{7\omega r_2}{8} \; . \qquad (2.82)$$

Графики средних скоростей жидкости приведены на рис.2.17. Полученные поля скоростей жидкости и давлений в безлопаточном пространстве дают возможность определить значения коэффициентов α_1 и α_2, которые входят в уравнения (2.48) и (2.53), для расчета средней скорости жидкости и среднего перепада давлений. Эти коэффициенты находятся по уравнениям, аналогич-

ным (2.52) :

$$\alpha_1 = \frac{\sum_{j=1}^{k+1} C_j^3 \Delta R_j}{\left(C^{cp}\right)^3 \left(R_{kp} - R_p\right)}; \tag{2.83}$$

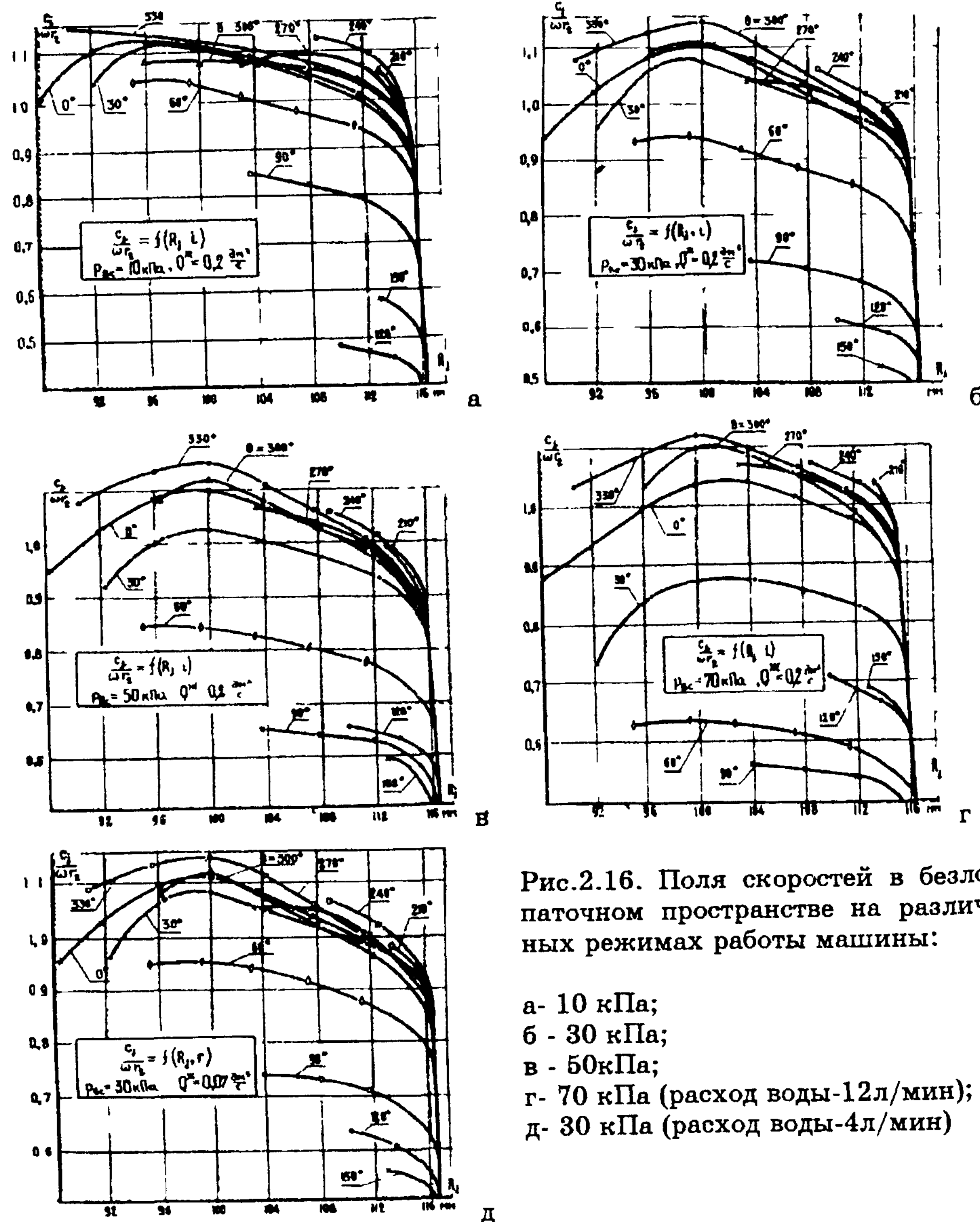


Рис.2.16. Поля скоростей в безлопаточном пространстве на различных режимах работы машины:

а- 10 кПа;
б - 30 кПа;
в - 50кПа;
г- 70 кПа (расход воды-12л/мин);
д- 30 кПа (расход воды-4л/мин)

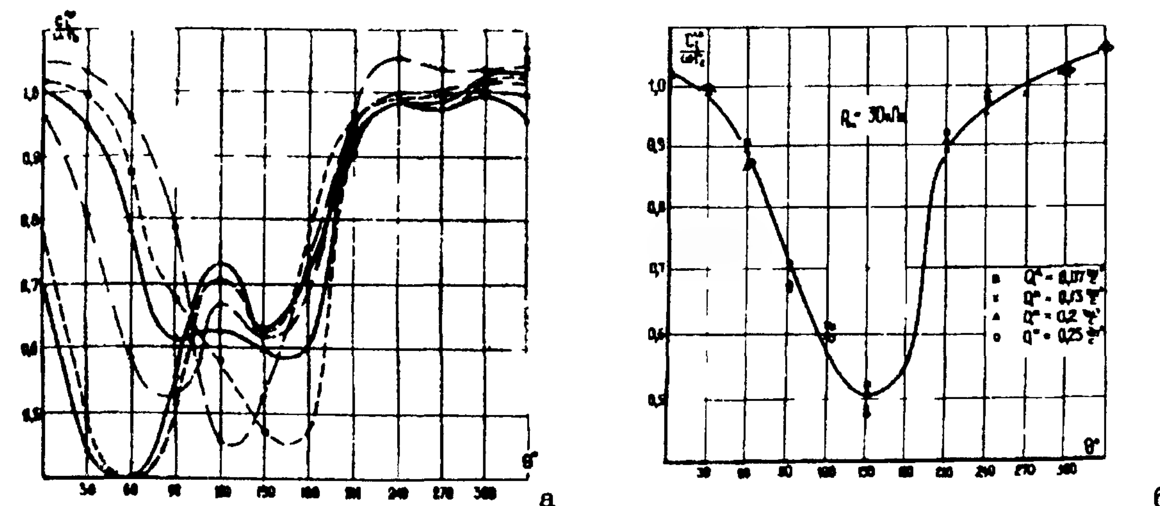


Рис.2.17. Усредненная скорость жидкости в безлопаточном пространстве на различных режимах работы машины:
а-при расходе воды 12 л/мин и различных давлениях всасывания
• - 50 кПа, о - 70 кПа, x - 80 кПа Δ - 50 кПа, □ - 30 кПа, * - 10 кПа.
б-при давлении всасывания 30 кПа и различном расходе воды
□ - Q^*=0,077м^3/с, x Q^*=0,13м^3/с, Δ - Q^*=0,2м^3/с, о Q^*=0,25м^3/с

$$\alpha_2 = \frac{\sum_{j=1}^{k+1} C_j^2 \frac{1}{R_j} \Delta R_j}{\left(C^{cp}\right)^2 \ln \frac{R_{kp}}{R}}. \tag{2.84}$$

Их значения приведены на рис.2.18 и 2.19.

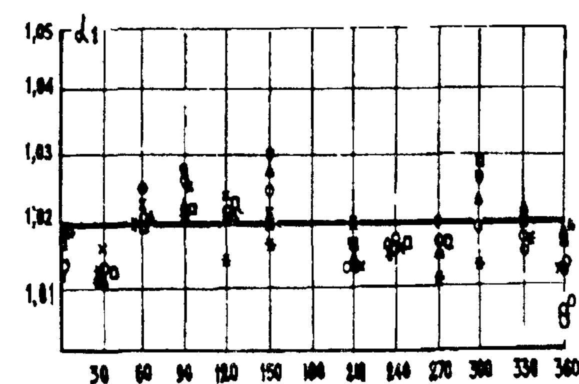


Рис.2.18. Поправочный коэффициент усреднения α_1

• - 50 кПа; ° - 70 кПа, x - 80 кПа
Δ - 50 кПа, □ 30 кПа, * - 10 кПа

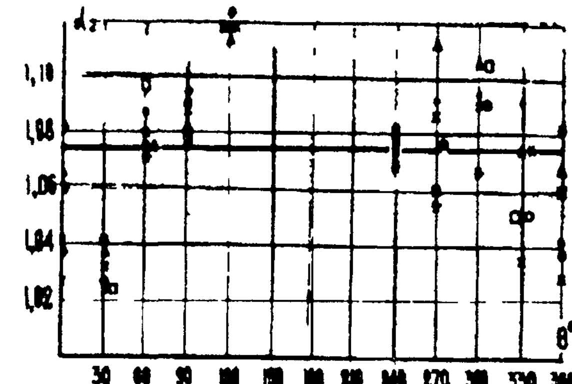


Рис.2.19. Поправочный коэффициент усреднения α_2

• - 50 кПа, ° 70 кПа, x 80 кПа
Δ - 50 кПа, □ 30 кПа, * 10 кПа

Результаты экспериментов, обработанные по приведенной методике, в дальнейшем используются при расчете и проектировании ЖКМ.

2.5. 3. Контрольные измерения скорости жидкости в безлопаточном пространстве

Рассмотренный метод определения скоростей жидкости в безлопаточном пространстве основан на предположении, что изменение давления по радиусу обусловлено только действием центробежных сил. Для проверки правильности этого предположения на машине ВВН-0,75 были проведены замеры полей полных и статических давлений в безлопаточном пространстве.

Методика замера поля давлений на ВВН-0,75 идентична рассмотренной ранее. Статическое давление в потоке замерялось тремя различными датчиками. Два датчика имели Г-образные насадки диаметром 3 мм. На расстоянии 15 мм от переднего заостренного конца расположены два отверстия диаметром 1 мм. У первого датчика ось отверстий перпендикулярна державке, у второго - параллельна ей. Третий датчик имел насадку с протоком. Все три датчика предварительно тарировались в прямолинейной трубе. Датчики замера статического давления вводились в безлопаточное пространство машины через отверстие в заглушке, которая вставлялась в корпус вместо зонда трубок Пито. Для фиксации положения датчика на его державку наклеивалась шпонка. Глубина погружения датчика фиксировалась по рискам на державке.

Значения статического давления, замеренные датчиками и рассчитанные по вышеприведенной методике, представлены на рис.2.20. Максимальное расхождение между ними составляет

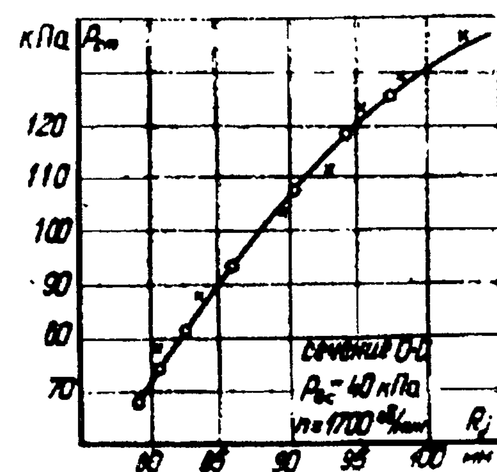


Рис.2.20. Расчетные и экспериментальные значения статического давления в безлопаточном пространстве машины ВВН-0,75:

о-расчет; х - эксперимент

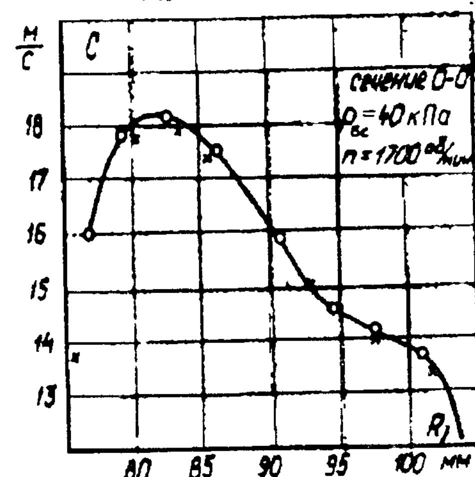


Рис.2.21. Расчетные и экспериментальные значения скоростей жидкости в безлопаточном пространстве машины ВВН-0,75:

о - расчет; х - эксперимент

600 Па, т.е. примерно 5% от скоростного напора. Значения скоростей, полученные обоими способами для тех же режимов, приведены на рис. 2.21. Максимальное расхождение в значениях скорости жидкости не превышает 2,5%.

На машине ВВН-0,75 замерялись скорость жидкости и ее направление с помощью шарового зонда (диаметр шарика -5 мм). На рис.2.22 показаны скорости жидкости в нулевом сечении при давлении всасывания 40 кПа, замеренные шаровым зондом. Максимальное расхождение не превышает 4%, однако

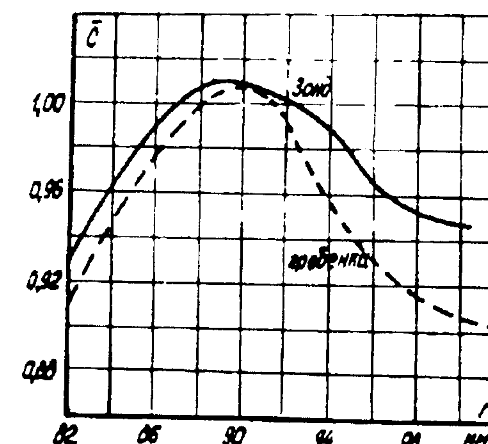


Рис.2.22. Относительная скорость жидкости в безлопаточном пространстве машины ВВН-0,75

оно увеличивается у корпуса, где на показания зонда может влиять близость стенки.

Таким образом, двойная проверка метода определения скорости жидкости по полю полного давления, замеряемому зондами трубок Пито, и по статическому давлению на корпусе п оказала его достаточную точность и надежность.

2.5. 4. Анализ результатов экпериментов

В процессе эксперимента производились замеры поля полных давлений жидкости в пространстве между рабочим колесом и корпусом и давления жидкости на корпусе насоса. Величины полных давлений в различных точках жидкостного кольца были приведены на рис.2.14. Как правило, полное давление в направлении от рабочего колеса к корпусу сначала резко увеличивается, а затем этот рост становится незначительным. Такое поведение кривых полного давления в радиальных сечениях объясняется тем, что элементарные струйки, текущие ближе к корпусу, в точках выхода из рабочего колеса имеют большее полное давление за счет большего центробежного давления жидкости в ячейке. Сказанное не относится, конечно, к области, непосредственно прилегающей к корпусу насоса, где ощущается влияние сил вязкости.

Отклонение от указанного распределения полных давлений заметно в точках, близких к рабочему колесу, в сечениях IX, II и III (θ=270; 60; 90°). В первом из этих сечений (в непосредственной близости от рабочего колеса) давление падает более резко, чем в других. В этом случае сказывается влияние рабочего колеса на движение жидкости, так как именно здесь наблюдает-

ся наибольшая разница между окружной скоростью рабочего колеса и скоростью жидкости около него.

С уменьшением давления всасывания величина полного давления жидкости также уменьшается. Снижение давления в жидкости соответствует примерно снижению давления во всасывающем патрубке. При возрастании расхода воды через насос полное давление повышается незначительно. С уменьшением давления всасывания это влияние уменьшается и при давлении всасывания 10 кПа сходит "на нет".

Перепад полных давлений между сечениями VIII (θ=240°) и IV (θ=120°) в точках, одинаково удаленных от корпуса насоса, увеличивается с уменьшением давления всасывания. Это свидетельствует о росте потерь давления на трение о корпус. От расхода воды указанный перепад зависит незначительно, причем влияние расхода воды уменьшается с понижением давления всасывания.

Результаты замеров давления на корпус были представлены на рис.2.15. Как и следовало ожидать, величина этого давления в области всасывания остается почти постоянной и резко растет в области сжатия газа в ячейках. Снижение давления на корпус в области всасывания на различных режимах примерно соответствует снижению давления газа во всасывающем патрубке. Изменение расхода жидкости через машину почти не влияет на давление на корпус в области всасывания. В области сжатия и нагнетания при давлениях всасывания 90, 80, 70, 50 кПа с увеличением расхода рабочей жидкости наблюдается значительный рост давления. Это связано с возрастанием давления газа в ячейках. При давлениях всасывания 30 и 10 кПа указанный рост давлений не наблюдается. Максимальное значение давления жидкости на корпус достигает 0,25 МПа, минимальное - 0,035 МПа.

Согласно графикам зависимости давления на корпус от угла поворота рабочего колеса , оптимальным для исследуемого насоса является давление всасывания 50 кПа, так как на этом режиме после открытия окна нагнетания давление на корпус, а следовательно, и давление газа в ячейках не меняются.

На рис.2.13 показано, как действует давление на корпус с обеих сторон гребенчатого зонда. В процессе всасывания давление больше со стороны той лобовины, где расположено нагнетательное окно. При нагнетании, наоборот, давление больше со стороны лобовины всасывания. Когда окна закрыты, давление с обеих сторон одинаково. По-видимому, это обусловлено изменением толщины кольца вдоль рабочего колеса за счет увлечения жидкости входящим или выходящим потоком газа.

Поля скоростей в безлопаточном пространстве показаны на рис.2.16, откуда видно, что скорость жидкости примерно одинакова во всех радиальных сечениях, соответствующих области всасывания газа, а в области сжатия наблюдается ее резкое падение. Характер изменения скорости в этом случае мало зависит от режима работы насоса. Хорошо заметно, что скорость жидкости в сечении θ=0° падает по мере уменьшения вакуума. Это вызвано ростом количества перетекающего газа через торцевые зазоры между лопатками и лобовинами и соответствующим ростом давления газа в этом сечении. Как правило, скорость жидкости в сечениях XI, 0 и I (θ=330, 0 , 30°) вблизи рабочего колеса несколько падает. В сечениях IX и X (θ=270° и 300°) на многих режимах такое падение не отмечается, причем скорость жидкости вблизи рабочего колеса больше окружной скорости. Это объясняется тем, что в указанных сечениях радиальная скорость движения жидкости достигает максимума, а так как лопатки загнуты по направлению вращения, тангенциальная составляющая скорости жидкости, выходящей из рабочего колеса, больше его окружной скорости.

На стороне сжатия и нагнетания скорость жидкости увеличивается от корпуса насоса к рабочему колесу. С ростом расхода воды происходит некоторое увеличение скорости в сечении VII (θ=210°) и уменьшение ее в сечении V (θ=150°).

Дальнейший анализ поля скоростей в насосе удобно проводить по графикам усредненной скорости C_1^{cp} (см.рис.2.17). Из рисунков видно, что скорость жидкости в области всасывания изменяется в пределах 1,065-0,95 от окружной скорости рабочего колеса, что составляет 13%. Величина скорости во многих сечениях этой области превышает его окружную скорость, равную 15,5 м/с.

На стороне сжатия и нагнетания величина средней скорости уменьшается и на некоторых режимах падает до значения (0,4-0,45)ωr_2. Минимальная скорость и форма кривой средних скоростей в этой части насоса зависят от режима работы. Наименьшая величина скорости имеет место при больших расходах воды и давлениях всасывания 90 и 80 кПа. При давлении всасывания 10 кПа это падение заметно лишь в сечении θ=0°, поскольку с ростом вакуума уменьшается абсолютное давление газа в ячейках. Кроме того, уменьшается весовое количество газа, перетекающего по торцевым зазорам. Поэтому давление газа в ячейках при той же степени повышения давления на стороне сжатия меньше, соответственно меньше и падение скорости в безлопаточном пространстве. Сохранение высокой скорости жидкости при давлении 10 кПа на более длинном участке безлопаточного пространства приводит к отмеченному ранее росту по-

терь на трение в этом режиме.

Как видно из графиков (см.рис.2.17), при давлениях всасывания 90, 80 и 70 кПа после открытия окна нагнетания, т.е. при θ=60-90°, средняя скорость в радиальных сечениях растет. Это свидетельствует о том, что газ в ячейках был сжат до давления, превышающего атмосферное. При открытии окна нагнетания газ расширяется, в результате чего возрастает скорость жидкости в жидкостном кольце. По мере закрытия окна оставшийся в ячейке газ снова сжимается и вызывает падение скорости жидкости в кольце, которое заметно при θ=120°. При давлениях всасывания 50, 30 и 10 кПа пересжатие газа в ячейках не происходит, поэтому скорость жидкости при открытии окна не увеличивается.

Ранее уже отмечалось, что оптимальный режим для данного насоса наиболее близок к давлению всасывания 50 кПа. Графики средних скоростей подтверждают это. При открытии окна нагнетания, т.е. при θ=60-120°, величина скорости остается примерно постоянной, следовательно, к моменту открытия окна нагнетания давление в ячейке равно атмосферному.

2.6. Исследование формы жидкостного кольца

Форма жидкостного кольца определяет основные параметры ЖКМ. Ее производительность зависит от объема газа в рабочих ячейках в конце процесса всасывания, т.е. глубины погружения лопаток рабочего колеса в жидкость, а перетечки газа через "мертвое пространство" из полости нагнетания в полость всасывания - от расстояния между втулкой рабочего колеса и поверхностью жидкости в верхней "мертвой точке".

Само понятие жидкостного кольца предопределило стремление многих исследователей описать его внутреннюю поверхность окружностью с центром в той или иной точке. При наблюдении жидкостного кольца через прозрачную стенку граница между жидкостью и газом кажется сильно размытой, что привело некоторых исследователей к выводу о существовании на границе значительного вспененного слоя. Однако фотографирование жидкостного кольца при стробоскопическом освещении (Grabow [88], Hetzel [89]) показало отсутствие такого слоя. Но при этом за счет наложения на получаемую фотографию нескольких ячеек (или нескольких процессов в одной ячейке) не удалось получить достаточно четкую границу между жидкостью и газом. Кроме того, уровень жидкости в ячейках сдвигался на шаг лопаток. Поэтому для определения действительного положения жидкости в ячейке нами была использована скоростная киносъемка камерой СКС-1М, которая позволяла производить съемку с частотой до 4000 кадров в секунду. Необходимая частота достигалась регулированием напряжения электродвигателя кинокамеры через реостат.

Съемка жидкостного кольца осуществлялась на жидкостнокольцевой машине ВВН-0,75, передняя крышка которой была изготовлена из органического стекла. Необходимая максимальная частота съемки W находилась из допустимого смещения изображения δ, принятого равным 0,03 мм:

$$W = \frac{\upsilon_{об}\, k}{\delta m},$$

где $\upsilon_{об}$ - скорость объекта (в данном случае равна 12 м/с); k- коэффициент обтюрации, который для четырехгранной компенсационной камеры СКС-1М равен 0,2; $1/m$ - линейный масштаб изображения, равный 50. При таких условиях частота съемки не менее 1500 кадров/с.

Для регистрации частоты съемки применялась запись вспышек неоновой лампы МН-7, которая при питании переменным током частотой 50 Гц дает 100 вспышек в секунду. Свет от лампы попадал на пленку и засвечивал ее вдоль края вне кадров съемки. После проявления пленки отметки имели на ней вид полосок шириной 0,8 мм. Частота съемки определялась по числу кадров между двумя отметками. Для получения четкой границы внутренней поверхности жидкость подкрашивалась абсорбирующими свет веществами - родамином и сернокислым барием. Основной свет был направлен на переднюю крышку машины с трех сторон под углом 45°. В качестве источников использовались зеркальные лампы К-500. В зависимости от частоты съемки освещенность регулировалась изменением расстояния источника света от объекта.

Для работы использовалась пленка чувствительностью 500 ед. Первые 5 м пленки, соответствующие времени разгона кинокамеры, не обрабатывались. Съемка жидкостного кольца производилась при давлениях всасывания от 70 до 10 кПа и расходе воды от 2 до 4 л/мин. При съемках использовались рабочие колеса различной конструкции с разными углами выхода лопаток рабочего колеса $\beta_{2л}$ от 90° до 40°, а также с разными углами наклона образующей втулки рабочего колеса $\gamma_{вт}$=0, 5 и 10°. Число оборотов рабочего колеса менялось от 1500 до 1800 об/мин. Всего было сделано 40 съемок. Частота съемки составляла 1500-2000 кадров в секунду, что соответствует углу между двумя фиксированными положениями рабочего колеса 3-4°. Так как число лопаток рабочего колеса равно 12, на каждом снимке имеются 12 положений уровня жидкости в ячейках со сдвигом 30°. Для получения полной картины необходимо 7-10

последовательных фотографий кольца, что соответствует пример но 100 различным положениям уровня жидкости в ячейке На рис.2.23 показаны последовательные положения рабочего колеса и жидкостного кольца, полученные на одном из режимов работы насоса.

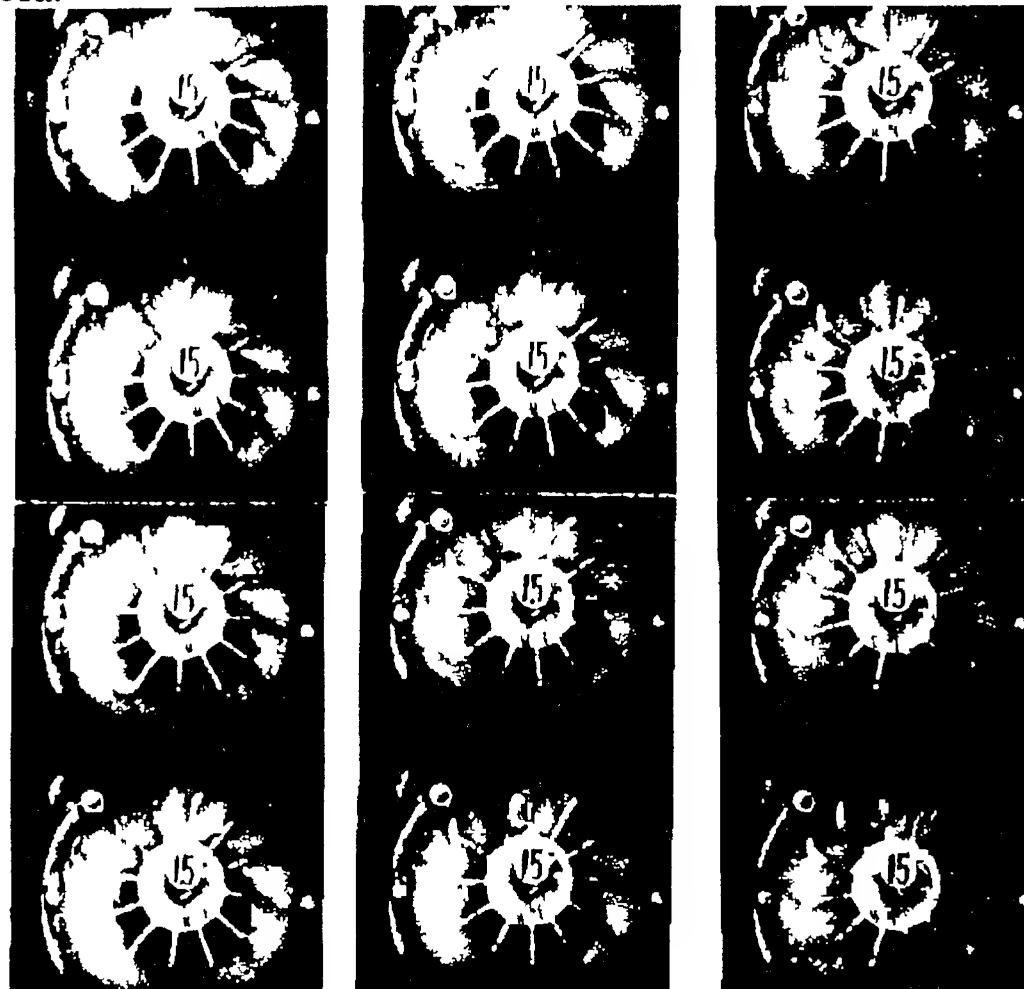


Рис.2 23. Скоростная киносъемка положения жидкости в рабочем колесе жидкостнокольцевой машины:

Количество кадров -	1800 1/с
Давление всасывания -	40 кПа
Число оборотов рабочего колеса	1600 об/мин
Угол выхода лопаток рабочего колеса -	40°
Угол наклона образующей втулки рабочего колеса	5°

Одновременно со съемкой проводилось индицирование рабочего процесса в ячейке рабочего колеса, который подробно рассматривается в разд.3.3. По фотографиям определялся объем газа в ячейках, который необходим для нахождения показателя политропы процесса сжатия.

При обработке результатов испытаний снятые кадры проецировались на экран, на котором замерялись расстояния от оси рабочего колеса до средней точки поверхности жидкости ρ и угол

наклона поверхности к радиусу ε. При этом криволинейная поверхность аппроксимировалась плоскостью. Как показал анализ многочисленных фотографий, одна из которых приведена на рис 2.23, возникающая погрешность от аппроксимации при отдельных положениях ячейки на участке угловой протяженностью 15° непосредственно после открытия всасывающего окна достигнет 1,5 мм. На других участках погрешности от аппроксимации значительно меньше. Эти параметры показаны на рис. 2.24 и 2.25 для двух режимов работы. Полученные кривые представляются с достаточной степенью точности рядами Фурье. Для рабочего колеса с $\beta_{2л}$=40° и $\gamma_{вт}$=5° при давлении всасывания 40 кПа и расходе воды 3 л/мин эти зависимости имеют следующий вид:

$$\rho = \big(59{,}45 - 19{,}2\cos\omega t + 6{,}68\sin\omega t + 1{,}48\cos 2\omega t -$$

$$- 2{,}38\sin 2\omega t - -0{,}94\cos 3\omega t - 0{,}49\sin 3\omega t\big)\cdot 10^{-3}\ , \text{ м};$$

$$\varepsilon = \big(85{,}85 - 6{,}0\cos\omega t - 20{,}67\sin\omega t + 7{,}25\cos 2\omega t -$$

$$- 5{,}49\sin 2\omega t + 2{,}28\cos 3\omega t - 0{,}49\sin 3\omega t\big)\cdot\frac{1}{57{,}3}\ , \text{ рад},$$

где $\omega = \pi{\cdot}n/30$; t - время, с; n = 1500 об/мин.

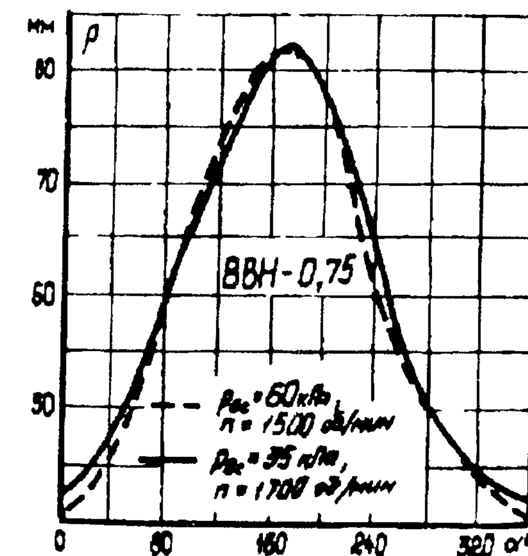


Рис.2.24. Расстояние от оси рабочего колеса до средней точки поверхности жидкости в ячейке

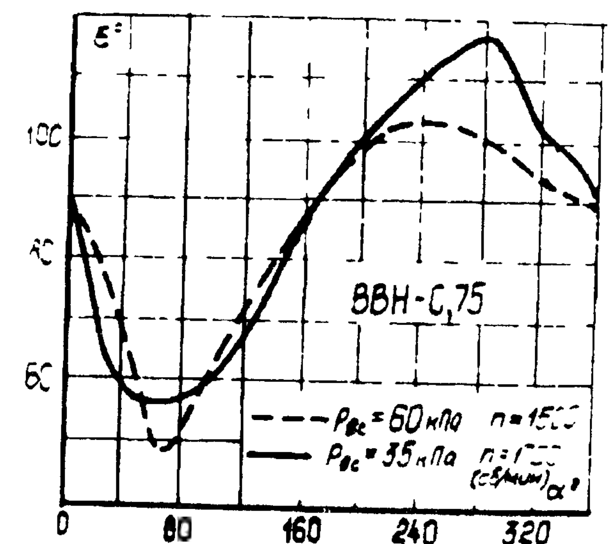


Рис.2.25. Угол наклона свободной поверхности жидкости в ячейке

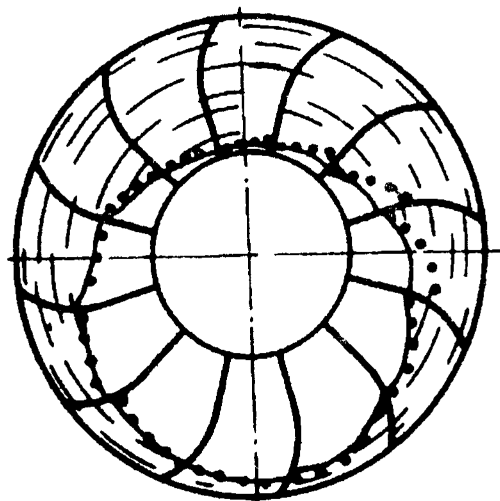


Рис.2.26. Форма поверхности жидкости в рабочем колесе машины ВВН-0,75:

– расчет; • эксперимент

Коэффициенты в уравнении находятся общеизвестными методами. Эти уравнения использовались для аналитического расчета движения жидкости в ячейках рабочего колеса.

Математическая модель движения жидкости в ячейке позволяет определить границу раздела между жидкостью и газом расчетным путем. При фиксированном положении ячейки вдоль ее средней линии находится давление в жидкости на окружности рабочего колеса. Затем по уравнениям (2.33) и (2.36) рассчитывается изменение давления вдоль цилиндра, ограничивающего рабочее колесо через определенный интервал дуговой протяженности (в нашем случае шаг $\Delta\alpha$ принят равным 5°), и в каждой точке определяется значение давления. Вдоль кривой, эксидистантной средней линии ячейки, определяется давление жидкости внутри ячейки. Точки на линиях, в которых давление жидкости становится равным давлению газа, соответствуют границе раздела между жидкостью и газом.

Форма поверхности жидкости в ячейке, полученная при скоростной фотосъемке, показана на рис.2.26. Здесь же нанесена расчетная форма поверхности. Как видно на рисунке, сходимость между расчетной и экспериментально найденной формой жидкостного кольца вполне приемлема.

2.7. Гидравлические потери в безлопаточном пространстве

Гидравлические потери в ЖКМ являются основными, так как диссипация энергии при движении жидкости относительно корпуса со скоростью 10-20 м/с очень велика. Эти потери обусловлены принципом работы машины и могут быть существенно снижены только за счет такого радикального усложнения машины, как вращающийся корпус.

В работе [18] приведено значение гидравлического КПД, учитывающего все потери, связанные с вращением жидкостного кольца ($\eta_г$=0,4-0,55). Можно использовать методику расчета этих потерь и в ЖКМ. Аналитическое определение гидравлических потерь даст возможность оценить их истинную величину, установить верхний предел КПД и найти его зависимость от различных конструктивных факторов.

Впервые вопрос о необходимости учета гидравлических потерь поставлен В.И.Тетерюковым [75]. Он предлагает учитывать потери коэффициентом местных сопротивлений для движения жидкости по закругленной трубе прямоугольного сечения. Скорость жидкости и средняя величина коэффициента местных сопротивлений принимаются постоянными, что позволяет определять уменьшение скорости как в области всасывания, так и в областях сжатия и нагнетания.

Другие авторы вычисляют гидравлические потери для всего жидкостного кольца в целом. Такой способ не может быть использован при расчете движения жидкости в безлопаточном пространстве.

2.7. 1. Теоретическое определение гидравлических потерь

Гидравлические потери целесообразно определять одновременно с расчетом движения жидкости в безлопаточном пространстве. Наиболее близкой для расчета моделью является течение жидкости по закругленному желобу прямоугольного сечения (рис.2.27). В работе И.Е.Идельчика [23] приведены экспериментально найденные коэффициенты гидравлических потерь для отвода прямоугольного сечения. Полное подобие течения в безлопаточном пространстве и в половинке отвода не соблюдается, так как поля скоростей в них не идентичны. Однако такая схема может быть принята как первое приближение до получения более достоверных данных.

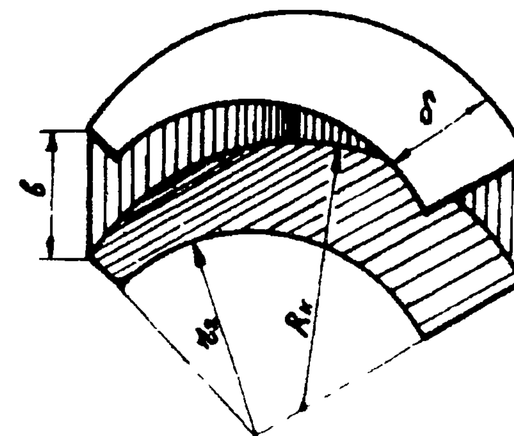


Рис.2.27. Элемент модели безлопаточного пространства

Гидравлические потери находятся для небольшой угловой протяженности канала $\Delta\alpha_1$, которая является шагом расчета математической модели. Разработка такой модели позволяет вычислить потери с учетом изменения скорости жидкости вдоль жидкостного кольца. Гидравлический диаметр рассматриваемого канала определяется соотношением

$$D_г = \frac{4b\delta}{b + 2\delta} .$$

Согласно работе [23], потери давления складываются из потерь на трение о корпус и местных потерь при повороте потока:

$$\Delta p_{тр} = \left(\xi_{тр} + \xi_{м}\right)\frac{\rho C_i^2}{2}\Delta\alpha_i \ . \qquad (2.87)$$

Потери напора через потери давления рассчитываются по уравнению

$$\Delta h_{wi} = \frac{\Delta P_{тр}}{\rho} = \left(\xi_{тр} + \xi_{м}\right)\frac{C_i^2}{2}\Delta\alpha_i \ \text{или} \ \frac{dh_w}{d\alpha} = \left(\xi_{тр} + \xi_{м}\right)\frac{C^2}{2} \ . \qquad (2.88)$$

Гидравлический коэффициент потерь на трение:

$$\xi_{тр} = \lambda\frac{r_k + r_2}{2D_r}\Delta\alpha \ . \qquad (2.89)$$

Как известно, коэффициент λ зависит от шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса. Он может быть найден по графикам, приведенным в работе [23], или по формуле Альтшуля [4]:

$$\lambda = 0{,}1\cdot\left[1{,}46\frac{\Delta}{D_r} + \frac{100}{Re}\right]^{0{,}25} .$$

Коэффициенты местных потерь на участке угловой протяженностью $\Delta\alpha$ рассчитываются по формуле, предложенной Г.Н.Абрамовичем [23]:

$$\xi_{м} = k_{\Delta}\cdot k_{Re}\cdot A\cdot B\cdot C\cdot\Delta\alpha \ . \qquad (2.90)$$

Коэффициент A зависит от угла поворота отвода и характеризует величину входных и выходных потерь. Согласно [23], для максимального угла поворота потока, равного 180°, A=1,4. Поэтому можно принять, что для части отвода угловой протяженностью в 1 рад. A=0,445.

Коэффициент B определяется по уравнениям

$$B = 0{,}21\Big/\left(\frac{r_2}{D_r}\right)^{2{,}5} \quad \text{при} \quad r_2/D_r = 0{,}5\ldots 1{,}0 \ ;$$

$$B = 0{,}21\Big/\left(\frac{r_2}{D_r}\right)^{0{,}5} \quad \text{при} \quad r_2/D_r > 1{,}0 \ .$$

Коэффициент C, являющийся функцией формы сечения, находится по графику, который может быть аппроксимирован зависимостями

$$C=0{,}223(b/2\delta^{\,ср})^{0{,}448} \quad \text{при} \quad b/2\delta^{\,ср}\geq 3 \ ;$$

$$C=(b/2\delta^{\,ср})^{-0{,}95} \quad \text{при} \quad b/2\delta^{\,ср}<3 \ .$$

Коэффициенты k_{Re} и k зависят от относительной шероховатости стенки корпуса и числа Рейнольдса. Коэффициент k_{Re}=1 при $Re > 2\cdot10^5$. Если же $Re < 2\cdot10^5$, то $k_{Re}= 64\cdot\lambda_{Re}$, где λ_{Re} - коэффициент сопротивления гидравлических гладких труб. Для $Re > 10^4$, что характерно для безлопаточного пространства, коэффициент λ_{Re} определяется уравнением

$$\lambda_{Re}=0{,}3164/Re^{0{,}25} \ .$$

Таким образом, коэффициент k_{Re} может быть найден из уравнений

$$k_{Re}=20{,}30/Re^{0{,}25} \quad \text{при} \quad Re<2\cdot10^5 \ ;$$

$$k_{Re}=1 \quad \text{при} \quad Re\geq 2\cdot10^5 \ .$$

Коэффициент k_{Δ} учитывает влияние шероховатости. В работе [23] приведены следующие значения этого коэффициента:

$$k_{\Delta} = 1 \quad \text{при} \quad Re = 3\cdot10^3 - 4\cdot10^4 \ ;$$

$$k_{\Delta} = 1 + (\Delta/D_r)2\cdot10^6 \quad \text{при} \quad Re \geq 4\cdot10^4 .$$

Для выравнивания скачков в значении этого коэффициента при $10^4\leq Re\leq 2\cdot10^5$ величина коэффициента k_{Δ} меняется от 1 до 2:

$$k_{\Delta}=1\div(Re\text{-}10^4)\cdot(\Delta/D_r)^2\cdot10^6/2\cdot10^5$$

На рис.2.28 приведены коэффициенты гидравлических потерь для безлопаточного пространства вакуумного насоса ВВН-3, рассчитанные по уравнениям (2.88)-(2.90). При малой ширине канала основными являются потери на трение, а при увеличении

ширины канала преобладающими становятся местные потери.

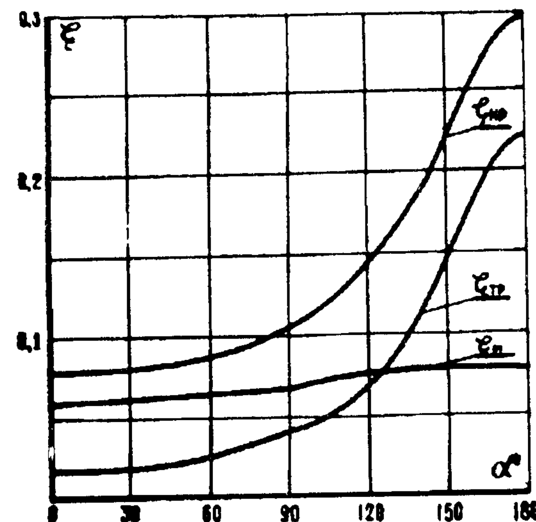


Рис.2.28. Коэффициенты потерь для машины ВВН-3

Полученные зависимости являются исходными для определения гидравлических потерь, которые должны учитываться в процессе расчета движения жидкости в безлопаточном канале. При расчете усредненного по безлопаточному каналу потока гидравлические потери находятся по уравнению (2.87). Принято, что для двумерного течения в безлопаточном канале они распределяются равномерно по всему сечению.

Мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений в безлопаточном пространстве, рассчитывается по уравнению

$$N_{mp} = \int_0^{2\pi} Q_{заз} dp_{mp} = \int_0^{2\pi} C\,b\delta\left(\xi_{mp} + \xi_ж\right)\frac{\rho C^2}{2} d\alpha = \frac{b\rho}{2}\int_0^{2\pi}\left(\xi_{mp} + \xi_ж\right)C^3\delta d\alpha \qquad (2.91)$$

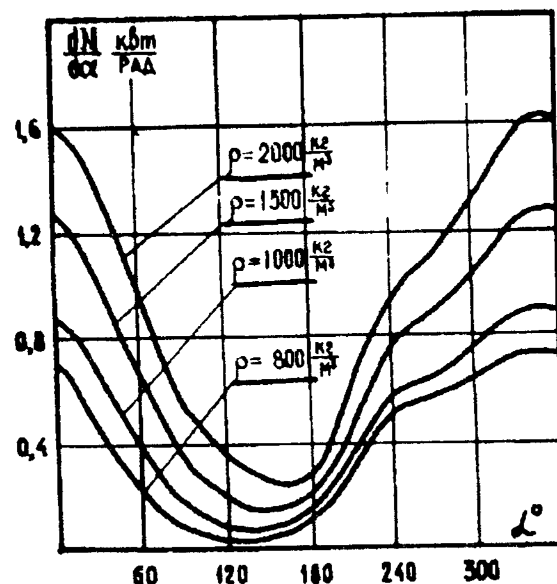


Рис.2.29. Распределение гидродинамических потерь мощности в безлопаточном пространстве машины ВВН-3 при давлении всасывания 30 кПа

Как видно из рис.2.29, на котором приведен график зависимости подынтегральной величины уравнения (2.91) на различных режимах от угла α, эта мощность распределяется по окружности рабочего колеса неравномерно Диапазон изменения ее значений равен 10. Большое влияние на мощность оказывает изменение расстояния между рабочим колесом и корпусом. Потери мощности также в значительной степени зависят от создаваемого вакуума: чем он больше, тем большескорость жидкости (см. рис.2.17а), а мощность потерь пропорциональна кубу этой скорости.

2.7. 2. Экспериментальное определение коэффициента потерь в безлопаточном пространстве

На рис.2.14, где приведены замеренные поля полных давлений жидкости в безлопаточном пространстве машины ВВН-3 на различных режимах работы, видно, что в области всасывания полное давление жидкости в направлении ее движения уменьшается. Замеренные значения полных давлений дают возможность определить коэффициенты потерь и сравнить их с рассчитанными по уравнениям (2.88)-(2.90).

Как указывалось в разд.2.4.3, при перемещении жидкости в безлопаточном пространстве в области всасывания ее полная энергия изменяется вследствие подвода дополнительного количества жидкости из рабочего колеса и уменьшается за счет преодоления потерь. При определении потерь давления между сечениями, в которых установлены зонды трубок Пито, необходимо расход жидкости принимать одинаковым. Поэтому по уравнениям (2.69) и (2.74) находится средняя скорость жидкости в j-м слое, а затем по уравнению (2.80) - расход жидкости в исходном (i-1)-м сечении. В следующем за ним i-м сечении рассчитывается толщина слоя жидкости δ_i'. Расход жидкости через этот слой равен расходу жидкости через (i-1)-е сечение.

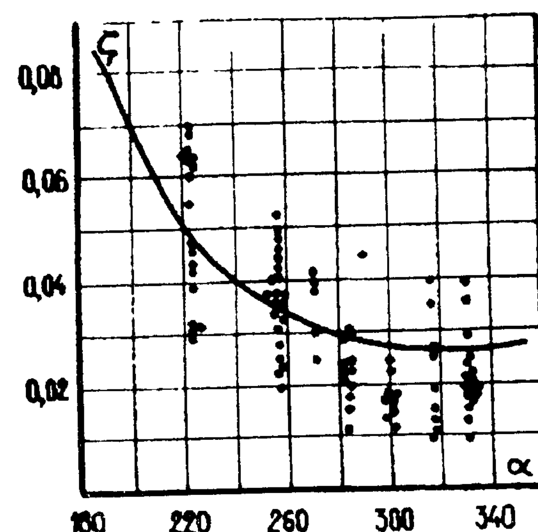
Полное давление в (i-1)-м и i-м сечениях определяется по уравнению

$$\left(p^*\right)^{cp} = \frac{\sum_{k=1}^{n} p_k^* Q_k^ж}{\sum_{k=1}^{n} Q_k^ж}. \qquad (2.92)$$

При вычислениях по уравнениям (2.80) и (2.92) сечение безлопаточного пространства разбивается на n слоев толщиной 2 мм каждый (последний слой может иметь меньшую толщину).

Разница полных давлений между (i-1)-м и i-м сечениями характеризует гидравлические потери на рассматриваемом участке безлопаточного пространства. Коэффициент потерь определяется по уравнению

$$\xi = \frac{2\left[\left(p^*\right)^{cp}_{i} - \left(p^*\right)^{cp}_{i\;1}\right]}{\rho\left(C^{cp}\right)^2}$$



и условно относится к середине участка. Средняя скорость для середины этого участка вычисляется по графикам (см.рис. 2.17).

Коэффициенты потерь рассчитываются на всех режимах, указанных в разд. 2.5.1. Они приведены на рис. 2.30,

Рис.2.30. Коэффициенты потерь в безлопаточном пространстве машины ВВН-3:
— расчет; • эксперимент

где дана также кривая коэффициента потерь для каналов между (i-1)-м и i-м сечениями, найденного по уравнениям (2.88)-(2.90) и отнесенного к угловой протяженности каналов $\Delta\alpha$=30°. Экспериментальные точки группируются достаточно близко к расчетной кривой. При углах α=260-360° экспериментальные значения коэффициента потерь ниже расчетных примерно на 20%. Поэтому при определении гидравлических потерь в методику их расчета вносятся соответствующие коррективы.

Таким образом, во второй главе на основе самых общих уравнений гидродинамики выведены уравнения движения жидкости в ЖКМ, которые дают возможность определить скорость и давление в любой точке жидкостного кольца.

Приведены результаты экспериментов по определению полей давлений и скоростей в безлопаточном пространстве и полученная методом скоростной киносъемки форма поверхности раздела жидкости и газа в ячейках между лопатками рабочего колеса. Определенные аналитическим путем гидравлические потери при движении жидкости сравниваются с найденными экспериментально.

Результаты расчетов движения жидкости в дальнейшем используются при определении потребляемой мощности и сил, действующих на рабочее колесо машины.

Глава третья

ПРОЦЕССЫ В ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИНАХ

3.1. Исследование перетечек газа через торцевые зазоры в жидкостнокольцевых машинах

Перетекание газа через зазоры в жидкостнокольцевых машинах оказывает существенное влияние на рабочий процесс. Так, в вакуумных насосах на предельном вакууме весь сжимаемый газ через зазоры возвращается во всасывающую полость. В ЖКМ перетекание сжатого газа может происходить в зазорах трех видов.

1. Перетекание газа через "мертвое пространство" из-за неплотного прилегания жидкостного кольца к ступице рабочего колеса. Предотвратить перетекание или уменьшить его можно за счет правильного расположения нагнетательных окон (о чем будет сказано ниже), рационального выбора угла наклона образующей втулки рабочего колеса, эксцентриситета и ряда других конструктивных параметров.

2. Перетекание газа между лопатками и торцевыми поверхностями корпуса (лобовинами). Эти перетечки происходят только в процессе сжатия, так как в процессах всасывания и нагнетания давление газа по обе стороны лопаток одинаково, а в зоне "мертвого пространства" лопатки полностью погружены в жидкость.

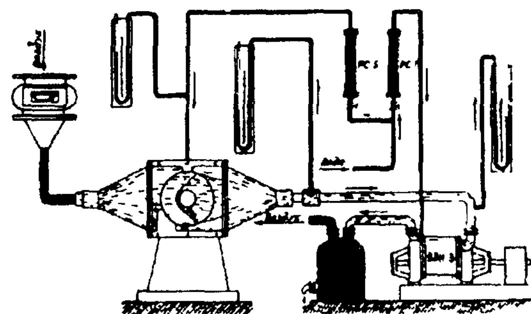
3. Перетекание газа между торцевой поверхностью втулки рабочего колеса и лобовинами.

Все другие возможные пути перетекания перекрыты рабочей жидкостью.

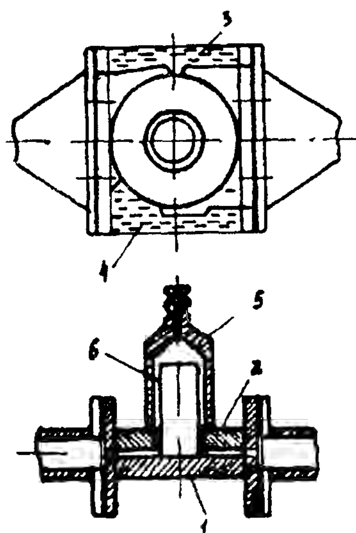
Течение газа в различного рода зазорах компрессорных машин исследовано во многих работах, например [70]. В ЖКМ эти процессы осложняются возможным присутствием в зазорах рабочей жидкости. Перетекание газа через "мертвое пространство" должно учитываться в термодинамическом расчете рабочего процесса. Перетекание газа между лопатками и лобовинами рассчитывается так же, как в других видах ротационных машин.

Особый интерес вызывает перетекание газа через торцевые зазоры между втулкой рабочего колеса и лобовинами, так как через них производится подвод рабочей жидкости и они частич-

но заполнены этой жидкостью. Для выяснения физической картины совместного течения жидкости и газа в торцевом зазоре была изготовлена экспериментальная установка (рис. 3.1), состоящая из его модели, вакуумного насоса, газового счетчика, системы трубопроводов, U-образных ртутных манометров и ротаметров РС-5 и РС-7 для определения расхода воды.


Рис.3.1. Схема экспериментальной установки для исследования течения жидкости и газа в торцевом зазоре

Течение жидкости и газа в торцевом зазоре между втулкой рабочего колеса и лобовинами вакуумного насоса воспроизводится в модели (рис. 3.2), изготовленной из оргстекла. Она состоит из двух пластин 1 и 2, необходимый зазор δ между которыми устанавливается при помощи прокладок 3 и 4. По своим геометрическим размерам модель соответствует торцевому зазору между втулкой рабочего колеса и корпусом в машине ВВН-3. При включении вакуумного насоса воздух засасывается через газовый счетчик в щель между пластинами модели. Создаваемый по обеим сторонам щели перепад давлений аналогичен разности давлений в полостях нагнетания и всасывания в вакуумном насосе. Одновременно через переходник 5 и кольцевое пространство между отверстием в одной из пластин и бобышкой 6, имитирующей вал, в модель подается вода, которая, как и в торцевом зазоре работающего насоса, растекается по щели.


Рис.3.2. Схема модели для исследования движения жидкости и газа в торцевом зазоре

При проведении экспериментов для каждого значения зазора замерялись: расход воздуха по газовому счетчику без подвода воды $Q_0^г$; расход воздуха при подводе воды в торцевой зазор $Q^г$; расход воды через модель по ротаметру $Q^ж$; давление за моделью по ртутному манометру; давление перед всасывающим патрубком насоса; барометрическое давление; температура

окружающего воздуха; температура воды и давление воды перед моделью. Расход воды через модель устанавливался в диапазоне 2-6 л/мин; давление воздуха регулировалось вентилем на входе в вакуумный насос от 90 до 6,5 кПа. При небольшом расходе воды воздух деформирует поток, отжимает его к средней части модели и проходит через освободившуюся часть зазора. При увеличении расхода воды или уменьшении перепада давлений расход воздуха в модели уменьшается.

Картина течения воды и воздуха в модели представлена на рис. 3.3. В результате проведенных экспериментов для каждого значения зазора построены зависимости расхода воздуха через модель от создаваемого перепада давлений при различной подаче воды. Такие зависимости для зазора 0,3 мм приведены на рис. 3.4.

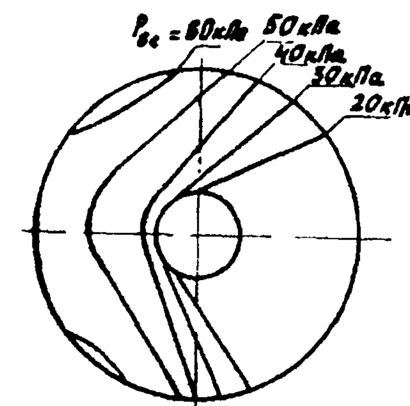


Рис.3.3. Схема течения жидкости и газа в торцевом зазоре

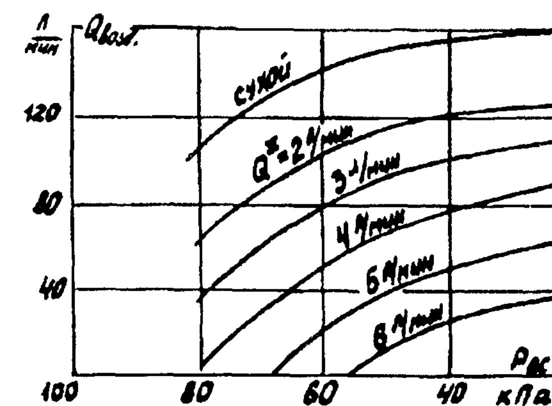


Рис.3.4. Расход воздуха через модель при различной подаче воды

Анализ этих зависимостей позволил сделать следующие выводы:

1. С увеличением разрежения расход воздуха через модель вначале возрастает, затем при достижении определенного перепада давлений становится постоянным, так как скорость воздуха на выходе из щели приближается к критическому значению.

2. На данном режиме работы каждый литр воды, подаваемой в зазор за минуту, занимает примерно одинаковую относительную площадь зазора. При увеличении подачи воды на 1л/мин расход воздуха уменьшается в среднем на 17-20 л/мин при любом зазоре. Следовательно, скорость воды мало зависит от величины зазора и ее расхода.

3. Изменение режима работы, независимо от величины зазора и расхода воды, приводит примерно к одинаковому изменению расхода воздуха через модель. Так, при уменьшении давления всасывания от 50 до 20 кПа расход воздуха возрастает в среднем на 17-20 л/мин.

4. Для каждого зазора существует минимальное значение вакуума, которое можно достичь в установке при постоянной подаче воды. При меньшем вакууме вода начинает поступать в газовый счетчик. Если перевести результаты экспериментов на условия работы вакуумного насоса ВВН-3, то оказывается, что даже при подаче воды 10-12 л/мин в торцевые зазоры величиной 0,2 мм воздух начинает перетекать из полости нагнетания в полость всасывания при давлении на входе 50 кПа. При такой подаче воды зазоры величиной 0,3-0,4 мм открыты для перетечек газа на всех режимах работы вакуумного насоса.

5. Характерна почти линейная зависимость расхода воздуха через модель от количества подводимой воды для различных зазоров при разных режимах работы (рис.3.5).

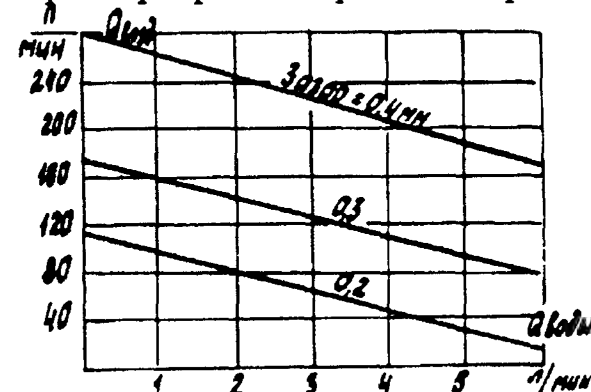


Рис.3.5. Расход воздуха через модель при различных зазорах и давлении всасывания 20 кПа

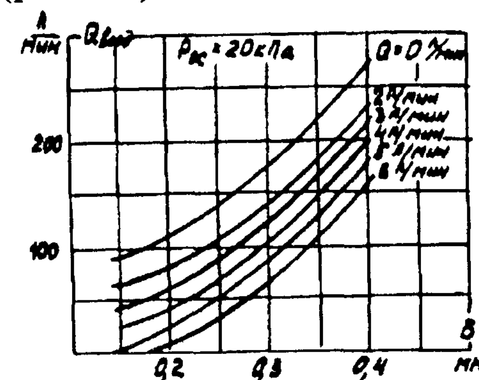


Рис.3.6. Расход воздуха через модель при различной подаче воды и давлении всасывания 20 кПа

С ростом величины зазора расход воздуха через модель увеличивается более интенсивно (рис.3.6), так как в этом случае уменьшаются гидравлические потери. С увеличением зазора до 0,4 мм при давлениях 30 и 50 кПа перетечки газа через модель возрастают на 160 л/мин независимо от расхода воды. Полученные из эксперимента значения расхода воздуха через модель $Q^{г}_{мод}$ для различных зазоров на разных режимах работы и разного количества подводимой воды пересчитаны на перетечки через торцевые зазоры вакуумного насоса ВВН-3 $Q^{г}_{нас}$ и на условия всасывания по уравнению

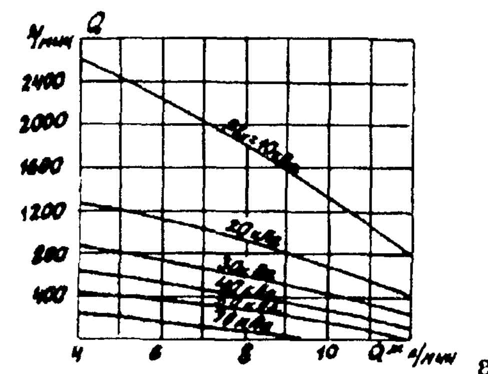
$$Q^{г}_{нас} = Q^{г}_{мод} \cdot \frac{100}{100 - B}. \qquad (3.1)$$

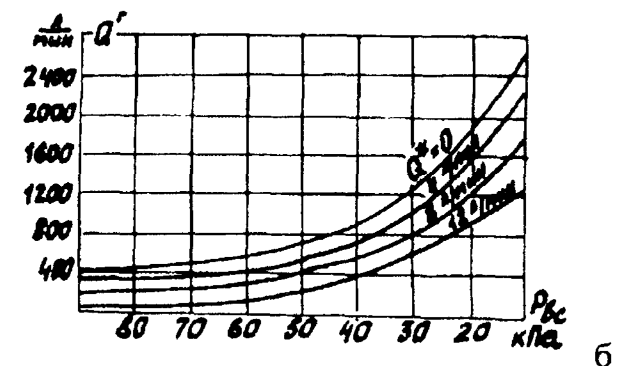
Результаты пересчета для торцевого зазора 0,3 мм и давления всасывания 30 кПа представлены на рис.3.7. Анализируя их, можно отметить следующее:

1. Уменьшение давления всасывания с 50 до 20 кПа при подаче за минуту 12 л воды приводит к увеличению перетечек воздуха на 0,21 м³/мин при зазоре 0,2 мм, на 0,78 м³/мин при зазоре 0,3 мм и на 1,7 м³/мин при зазоре 0,4 мм.

2. Увеличение торцевого зазора с 0,2 до 0,4 мм при давлении всасывания 30 кПа и любой фиксированной подаче воды приводит к увеличению перетечек на 1,06 м³/мин.

3. При величине торцевого зазора 0,3 мм (он допустим по чертежам для ВВН-3) и давлении всасывания 5 кПа при подаче воды в количестве 12 л/мин перетечки составляют 3 м³/мин, что сравнимо с производительностью насоса.





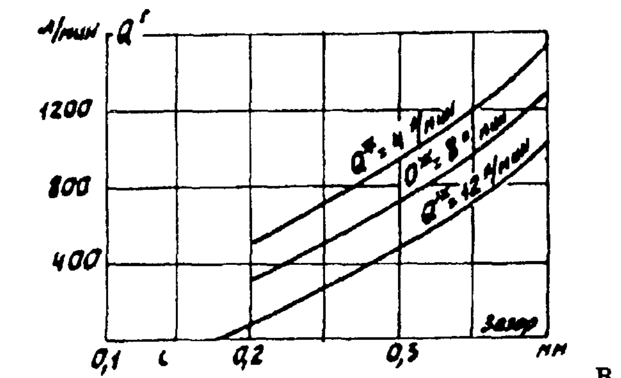


Рис.3.7. Перетечки воздуха через торцевые зазоры машины ВВН-3 :

а-при различных давлениях всасывания, δ=0,3 мм;

б-при различной подаче воды, δ=0,3 мм;

в-при различной подаче воды и давлении всасывания 30 кПа

Таким образом, жидкость занимает только часть сечения торцевого зазора, а оставшаяся часть свободна для перетекания газа из полости нагнетания в полость всасывания. Так как перетечки газа могут оказывать существенное влияние на характеристики ЖКМ, проведение расчета течения жидкости и газа в торцевых зазорах между рабочим колесом и корпусом должно быть обязательным для каждой машины.

Количество перетекающего газа можно определить, если известна скорость движения жидкости в зазоре. По этой скорости и расходу жидкости находится та часть сечения торцевого зазора, которую она занимает. При определении скорости жидкости в модели предполагается, что жидкость втекает в торцевой зазор равномерно по всей окружности и лишь затем под действием перепада давлений газа меняет свое направление. Расчет производится для сечения, проходящего через ось рабочего колеса и корпуса. Скорость воды в этом сечении определяется уравнением

$$C^{ж} = \frac{Q^{ж}}{4\delta(r_1 - r_{вал})\cdot\left(1 - \frac{Q^{г}}{Q^{г}_{0}}\right)}, \qquad (3.2)$$

где коэффициент 4 в знаменателе возникает за счет того, что через два зазора проходит 1/2 $Q^{ж}$.

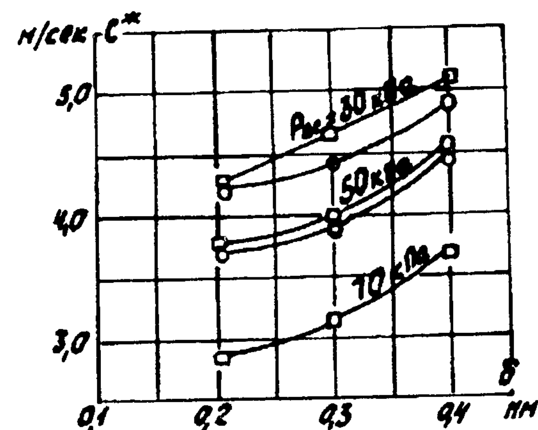


Рис.3.8. Скорости жидкости в торцевом зазоре:

° -расчет; □ - эксперимент

Результаты расчета по уравнению (3.2) приведены на рис.3.8. Из графика видно, что скорость жидкости зависит от величины зазора и режима работы машины. Количество подводимой жидкости на скорость ее движения практически не влияет.

Для использования полученных результатов в расчетах ЖКМ необходима уверенность в правомочности их переноса на реальные условия работы. Для этого скорость движения жидкости в зазоре была также рассчитана общеизвестными методами по перепаду давлений и коэффициенту потерь:

$$C^{ж'} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho\left(\lambda\frac{r_1}{2\delta_{заз}} - 1\right)}}, \qquad (3.3)$$

где Δp - перепад давлений в жидкости на входе в модель и на выходе из нее.

Результаты расчета по уравнению (3.3) также приведены на рис.3.8. Расчетные и экспериментальные скорости достаточно хорошо согласуются. Это дает основание рекомендовать уравнения (3.1) и (3.3) для расчета скорости жидкости в торцевых зазорах любых жидкостнокольцевых машин.

Перетечки газа по торцевым зазорам определяются по методу, изложенному в работе [70]. Чтобы найти площадь сечения, занятую газом, необходимо по уравнению (3.3) сначала определить скорость жидкости, а затем площадь загромождения торцевого зазора подводимой рабочей жидкостью. Разница между общей площадью сечения торцевого зазора и площадью, занятой жидкостью, и определяет ту площадь, через которую перетекает

газ. Пользуясь полученными результатами, можно также рассчитать количество жидкости, необходимое для полного перекрытия торцевых зазоров в ЖКМ.

Для существенного уменьшения перетечек газа через торцевые зазоры и количества подаваемой жидкости разработана конструкция гидравлического затвора, защищенная авторским свидетельством [98]. Уплотнение в этом затворе (рис.3.9) осуществляется по цилиндрической поверхности бурта и его выполнение не вызывает технологических затруднений. На экспериментальной установке, которая рассмотрена выше, была испытана модель с уплотнением торцевого зазора именно такой конструкции. Радиальный зазор в испытанной модели был равен 0,15 мм, перетечки воздуха определялись при торцевом зазоре между пластинами 0,4 мм.

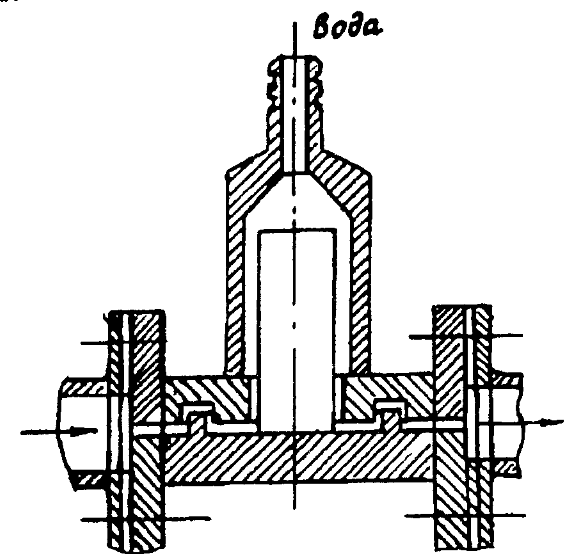


Рис.3.9. Схема гидравлического затвора в торцевом зазоре

Результаты пересчета перетечек газа через торцевые зазоры машины ВВН-3 по уравнению (3.1) приведены на рис.3.10.

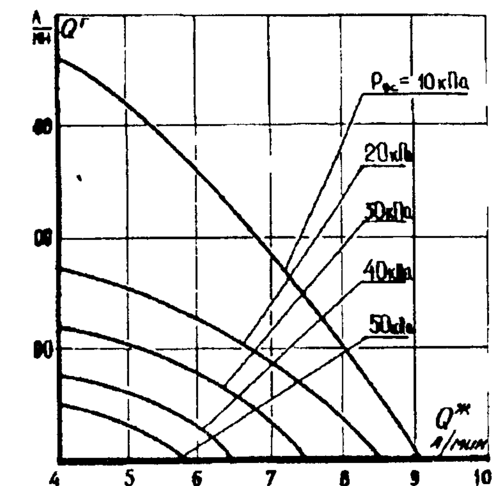


Рис.3.10. Перетечки воздуха через торцевые зазоры с гидравлическим затвором машины ВВН-3, δ=0,3 мм

При давлении всасывания 30 кПа и подаче воды 6 л/мин перетечки воздуха составили 150 л/мин, тогда как в обычной компоновке при меньшем торцевом зазоре (0,3 мм) в аналогичных условиях протекает за минуту 800 л воздуха. Таким образом, конструктивные улучшения машины позволяют одновременно уменьшить расход жидкости и перетечки газа через торцевые зазоры.

В модели экспериментальной установки (см.рис.3.2) обе стенки зазора неподвижны, тогда как в машине одна из стенок вращается. Под действием сил вязкости жидкость может прийти во вращательное движение и картина ее течения в торцевом зазоре, приведенная на рис.3.3, изменится. В связи с этим необхо-

димо дать обоснование выбранной схеме течения жидкости в торцевом зазоре. Для оценки влияния вращения рабочего колеса на течение жидкости находится такая величина зазора, при которой принятая схема сохраняется. К границам потока жидкости (см.рис.3.2) приложены силы давления газа. Если суммарная сила от перепада давлений превышает силы вязкости между вращающимся рабочим колесом и жидкостью, то предполагается, что форма потока остается стабильной.

Величина касательных напряжений оценивается по уравнению

$$\tau = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{\rho \upsilon^2}{2}. \tag{3.4}$$

Тангенциальная сила T, действующая на жидкость со стороны вращающейся втулки рабочего колеса, рассчитывается следующим образом:

$$T = \int_F \tau F dF = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_0}^{r_1} \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{\rho \upsilon^2}{2} \cdot r d\varphi dr = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{\rho \upsilon^2}{2} \cdot (\varphi_2 - \varphi_2) \cdot \frac{r_1^2 - r_0^2}{2}. \tag{3.5}$$

Коэффициент сопротивления трения λ находится по числу Рейнольдса Re при помощи формулы Пуазейля λ=64/Re. Согласно рис.3.8, при давлении всасывания 30 кПа и величине зазора 0,2 мм скорость жидкости равна 4,2 м/с, что соответствует Re=1680, или λ=0,038.

Сила от действия перепада давлений на поток жидкости в зазоре определяется по уравнению

$$P = \delta \cdot (r_1 - r_0) \cdot (p_н - p_{вс}). \tag{3.6}$$

Для сохранения принятой схемы течения жидкости в зазоре необходимо, чтобы соблюдалось условие $P>T$. Тогда величина зазора , при котором силы давления удерживают жидкость от проворачивания, рассчитывается как

$$\delta > \frac{T}{(r_1 - r_0) \cdot (p_н - p_{вс})} = \frac{\lambda}{8} \cdot \frac{\rho \upsilon^2}{2} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot \frac{r_1 + r_0}{p_н - p_{вс}}. \tag{3.7}$$

Принимая φ_2-φ_1=$\pi/2$; $p_н$=105 Н/м^2; r_1=52,5 мм; $p_{вс}$=3 10^5 Н/м^2; r_0=20,0 мм, находим, что величина торцевого зазора δ, при котором форма потока остается стабильной, должна быть не менее 0,045 мм.

В вакуумном насосе ВВН-3 величины торцевых зазоров лежат в пределах 0,15-0,30 мм. Таким образом, оценочный расчет показывает, что действительный зазор, по крайней мере, в 3 раза больше необходимого и в машине реализуется схема течения жидкости, показанная на рис.3.3.

В заключении этого раздела необходимо отметить, что величина торцевых зазоров между рабочим колесом и торцевыми стенками корпуса определяется из технологических соображений и у машин различной производительности практически одинакова. Поэтому величина зазоров, по которому перетекает газ из полости нагнетания в полость всасывания, пропорциональна линейным размерам, тогда как производительность ЖКМ пропорциональна квадрату этих линейных размеров (при постоянной окружной скорости рабочего колеса). У машин большой производительности подводимая жидкость полностью перекрывает торцевые зазоры.

3.2. Истечение рабочей жидкости из нагнетательного окна

Обновление жидкости в жидкостном кольце машины является одним из необходимых условий ее нормальной работы. Как указывалось ранее, в процессе сжатия тепло от газа переходит к жидкости, которая нагревается еще и из-за гидродинамических потерь. Обычно жидкость следует подводить таким образом, чтобы она уплотняла торцевые зазоры между рабочим колесом и корпусом. Из машины жидкость уходит вместе с газом через нагнетательное окно и частично его загромождает (испарение в насосе не превышает 1% от всей подводимой жидкости), что приводит к некоторому увеличению скорости газа, уходящего из рабочей полости машины.

Повышение температуры жидкости в ЖКМ легко рассчитать, если предположить, что вся мощность расходуется на ее подогрев. Известно, что 1 кВт ч соответствует 860 кал. тепла. Если принять допустимый подогрев жидкости в машине равным 15°С, то на каждый киловатт мощности необходимо подводить примерно 1 л/мин жидкости:

$$\frac{Q_в}{N} = \frac{860}{60 \cdot \Delta t \cdot c} = \frac{860}{60 \cdot 15 \cdot 1} \approx 1\ л/мин.$$

Основное влияние количества проходящей через машину рабочей жидкости на ее характеристики проявляется в изменении толщины жидкостного кольца, в результате чего изменяется объем рабочих ячеек со всеми вытекающими отсюда последствиями. Если считать, что вся подводимая жидкость проходит от окна всасывания до окна нагнетания и скорость жидкости при этом не меняется, то толщина кольца за счет подвода жидкости возрастает весьма незначительно. Для ВВН-3, например, это увеличение составляет 0,05 мм и не может заметно влиять на параметры машины. В действительности же толщина жидкостного кольца в машине изменяется довольно значительно. Для выхода рабочей жидкости через нагнетательное окно необходима определенная высота сечения ее потока, величина которого может быть найдена расчетным путем.

На установившемся режиме работы жидкостное кольцо частично перекрывает нагнетательное окно. Площадь перекрытия зависит от скорости истечения жидкости. Для прохода большего количества жидкости требуется соответственно большая площадь перекрытия, и при прочих равных условиях именно это влияет на толщину жидкостного кольца.

Расчет формы внутренней поверхности жидкостного кольца дает поле эквидистантных кривых, описываемых уравнением вида

$$r_в = r_2 \cdot \left[1 - \beta(\alpha, \beta_0)\right]. \qquad (3.8)$$

В машине на данном режиме работы реализуется только одна из них - именно та, которая обеспечивает проход через окно заданного количества жидкости.

Форма внешней кромки нагнетательного окна может быть задана уравнением $r_н = r_н(\alpha)$. В дальнейшем предполагается, что внешняя кромка нагнетательного окна эквидистантна поверхности жидкости в ячейке. Это позволяет сделать предположение о том, что толщина слоя вытекающей через нагнетательное окно жидкости всюду одинакова.

Количество жидкости, вытекающей через элементарную площадку в нагнетательном окне $dF = rdAdr$ за время dt, равно

$$dQ^ж = C^ж_н r\, d\alpha\, dr\, dt. \qquad (3.9)$$

Через весь слой жидкости, перекрывающий нагнетательное окно внутри сектора A'B'C'D'E'F' (см.рис.2.2), за время его перемещения вдоль этого окна вытекает количество жидкости, определяемое уравнением

$$Q^ж_н = \mu_л \int_{t_1}^{t_2} \int_{\alpha - \frac{\pi}{z}}^{\alpha + \frac{\pi}{z}} \int_{r_в}^{r_н} C^ж_н r\, d\alpha\, dr\, dt, \qquad (3.10)$$

где t_1 и t_2 - время начала и конца перемещения сектора вдоль окна.

Истечение жидкости происходит :

1) под действием перепада давлений газа перед нагнетательным окном и за ним:

$$\Delta p = p^г - p_н; \qquad (3.11)$$

2) под действием перепада давлений в жидкостном кольце, возникающего в радиальном направлении из-за действия центробежных сил:

$$\Delta p_{цб} = \rho\omega^2 \frac{r^2 - r_в^2}{2}; \qquad (3.12)$$

3) за счет увлечения жидкости уходящим газом, что учитывается введением коэффициента k, определяемого экспериментально.

Скорость истечения жидкости находится по уравнению

$$C^ж_н = k\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = k\sqrt{\frac{2}{\rho}\left(p^г - p_н\right) + \omega^2\left(r^2 - r_н^2\right)}. \qquad (3.13)$$

После подстановки выражения скорости и некоторых преобразований уравнение (3.9) приобретает следующий вид:

$$Q^ж_н = \frac{\mu_л \omega}{3} \cdot \left\{ \int_{t_1}^{t_2} \int_{\alpha - \frac{\pi}{z}}^{\alpha - \frac{\pi}{z}} k\left[\frac{2}{\rho\omega^2}\left(p^г - p_н\right) + r_н^2 - r_в^2\right]^{\frac{3}{2}} d\alpha\, dt - \right.$$
$$\left. - \int_{t_1}^{t_2} k\left[\frac{2}{\rho\omega^2}\left(p^г - p_н\right)\right]^{\frac{3}{2}} \frac{2\pi}{z} \cdot dt \right\} . \qquad (3.14)$$

Для решения уравнения (3.14) необходимо задать форму нагнетательного окна, а также уравнение внутренней поверхности жидкости в ячейке. При этом давление на поверхности жидкости принимается постоянным и равным $p^г$.

При расчете машины на каком-либо режиме в каждом i-м положении ячейки рабочего колеса определяются форма поверхности жидкости в ней и количество жидкости, вытекающей из рабочей полости через нагнетательное окно за время $\Delta\alpha_i/w$ Суммарный расход через окно должен быть равен количеству жидкости, подводимому в машину. При невыполнении этого условия в расчете задается другое значение начальной глубины погружения лопаток.

Перепад давлений в нагнетательном окне рассчитывается по уравнению

$$\Delta p^г = \zeta_н \frac{\rho^г \left(Q_н^г\right)^2}{2\left(F_н^г\right)^2}, \qquad (3.15)$$

где $Q_н^г$ - секундный расход газа через нагнетательное окно; $F_н^г$ - площадь поперечного сечения потока газа.

Скоростной напор жидкости, вытекающей через нагнетательное окно, определяется уравнением

$$\frac{\rho^ж \left(C^ж\right)^2}{2} = k\zeta_н \frac{\rho^г \left(Q_н^г\right)^2}{2\left(F_н - h_н^ж L_н\right)^2} + k\frac{\rho^ж}{2}\omega^2\left(r_н - \frac{1}{2}h_н^ж\right)h_н^ж, \qquad (3.16)$$

где $L_н$ - длина внешней кромки нагнетательного окна.

Толщина вытекающего слоя жидкости находится через ее скорость:

$$h_н^ж = \frac{Q_н^ж}{L_н C^ж}, \qquad (3.17)$$

которая определяется следующим образом:

$$C^ж = k\varsigma_н \frac{\rho^г}{\rho^ж}\frac{\left(Q_н^г\right)^2}{\left(F_н - \frac{Q_н^ж}{C^ж}\right)^2} + k\omega^2\left[r_н \frac{Q_н^ж}{L_н C^ж} - \frac{1}{2}\frac{\left(Q_н^ж\right)^2}{L_н^2\left(C^ж\right)^2}\right]. \qquad (3.18)$$

Уравнение (3.18) имеет 6-й порядок относительно скорости и в конечном виде неразрешимо. Порядок уравнения можно снизить до третьего, если пренебречь относительно малыми слагаемыми в его коэффициентах·

$$\left(C^ж\right)^3 - k\varsigma_н \frac{\rho^г}{\rho^ж}\frac{\left(Q_н^г\right)^2}{F_н^2}C^ж - k\omega^2 r_н \frac{Q_н^ж}{L_н} = 0. \qquad (3.19)$$

Решение этого уравнения дает возможность определить скорость истечения жидкости из нагнетательного окна:

$$C^ж = 2\sqrt{\frac{1}{3}k\varsigma_н \frac{\rho^г}{\rho^ж}\frac{\left(Q_н^г\right)^2}{F_н^2}} \cdot ch\left\{\frac{1}{3}\,arcch\frac{k\omega^2 r_н\left(Q_н^ж/L_н\right)}{2\left[\frac{1}{3}k\varsigma_н \frac{\rho^г}{\rho^ж}\frac{\left(Q_н^г\right)}{F_н^2}\right]^{\frac{3}{2}}}\right\} \qquad (3.20)$$

при

$$\left(\frac{1}{2}k\omega^2 r_н \frac{Q_н^ж}{L_н}\right)^2 - \left[\frac{1}{3}k\varsigma_н \frac{\rho^г}{\rho^ж}\frac{\left(Q_н^г\right)^2}{F_н^2}\right]^3 > 0,$$

или

$$C^ж = 2\sqrt{\frac{1}{3}k\varsigma_н \frac{\rho^г}{\rho^ж}\frac{\left(Q_н^г\right)^2}{F_н^2}} \cdot \cos\left\{\frac{1}{3}\arccos\frac{k\omega^2 r_н \frac{Q_н^ж}{L_н}}{2\left[\frac{1}{3}k\varsigma_н \frac{\rho^г}{\rho^ж}\frac{\left(Q_н^г\right)^2}{F_н^2}\right]^{\frac{3}{2}}}\right\} \qquad (3.21)$$

при

$$\left(\frac{1}{2}k\omega^2 r_н \frac{Q_н^ж}{L_н}\right)^2 - \left[\frac{1}{3}k\varsigma_н \frac{\rho^г}{\rho^ж}\frac{\left(Q_н^г\right)^2}{F_н^2}\right]^3 \le 0.$$

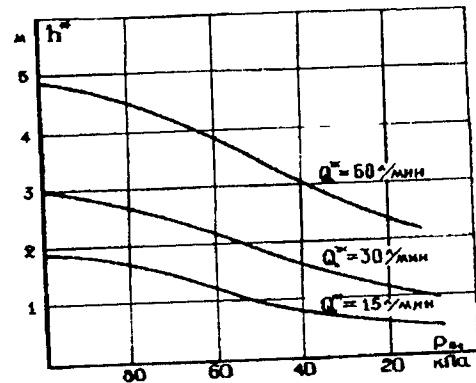
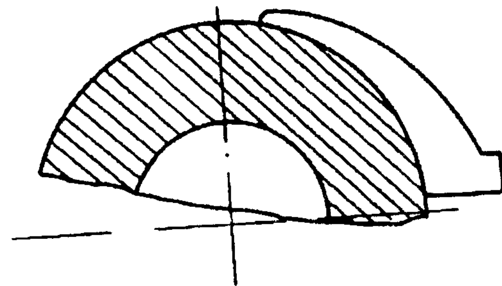


Рис.3.11. Высота слоя жидкости в нагнетательном окне машины ВВН-12

Высота слоя вытекающей жидкости находится из уравнения (3.17). Ее изменение в зависимости от расхода рабочей жидкости однозначно определяет изменение толщины жидкостного кольца. На рис.3.11 приведена рассчитанная по уравнениям (3.17), (3.20) и (3.21) высота слоя жидкости в нагнетательном окне машины ВВН-12. Из рисунка видно, что толщину кольца можно изменять на 1-3 мм, варьируя расход жидкости. По-видимому, истечение жидкости вдоль всего нагнетательного окна, особенно в конце процесса нагнетания, увеличивает размеры "мертвого пространства", что приводит к большему перетеканию газа во всасывающую полость. Анализ этого явления привел к форме нагнетательного окна, изображенной на рис.3.12 [101]. Эксперименты на машине ВВН-25 показали увеличение производительности примерно на 1,5-2% и соответствующее снижение удельной мощности.


Рис.3.12. Форма нагнетательного окна по авторскому свидетельству № 623001

3.3. Индицирование газовой полости жидкостнокольцевых машин

Для оценки достоверности математической модели необходимо экспериментальное определение изменения давления газа в рабочей полости машины и его сравнение с расчетным. Известно, что индицирование газовой полости ЖКМ впервые выполнено И.П.Кляуссом и В.Е.Лисичкиным на машине ВВН-3 [24]. Индицирование производилось при помощи тензометрических датчиков, которые подвержены температурному влиянию. Кроме того, наличие жидкости в рабочей полости и ее попадание на

датчик также могут влиять на его показатели. Поэтому нами использовались пьезокерамические датчики.

Датчик устанавливался в радиальное сверление рабочего колеса (рис.3.13). Сигнал от него через токосъемник, переключатель, катодный повторитель и усилитель поступал на индикатор давления, в качестве которого использовались осциллографы С1-19Б и Н-105. Для синхронизации осциллограммы давления применялся электрический датчик угла поворота, подающий пикообразный сигнал при соответствующем положении рабочего колеса. Одновременно этот сигнал поступает в частотомер для замера скорости вращения.

Для получения реперной точки при расшифровке осциллограммы во всасывающем патрубке устанавливались датчик давления и отметчик равных давлений [26]. Среднее давление во всасывающем патрубке замеряется U-образным манометром. Сигналы от отметчика равных давлений и датчика давлений поступали на шлейф осциллографа.

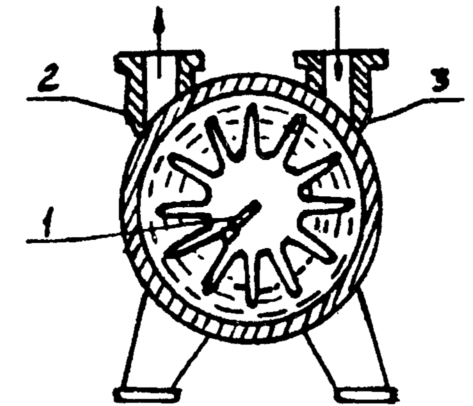


Рис.3.13. Схема расположения датчиков давления:

1-пьезокерамический датчик; 2,3 - отметчики равных давлений

Эксперименты проводились на серийных насосах ВВН-6 и ВВН-0,75 при различных давлениях всасывания в диапазоне 100-20 кПа и расходах воды 3-6 л/мин для ВВН-0,75 и 16-24 л/мин для ВВН-6. Расход рабочей жидкости контролировался ротаметрами РС-5 и РС-7. Одновременно с замерами давлений в рабочей полости и всасывающем патрубке определялись производительность насоса газовыми счетчиками РГ-40 и РГ-100, потребляемая электродвигателем мощность комплектом приборов К-50, температура газа и рабочей жидкости ртутными термометрами. Осциллограммы дают возможность определить изменение давления газа в рабочей полости за весь рабочий процесс машины.

Замеренные и рассчитанные по описанной выше методике (см. главу II) давления в рабочих полостях машин ВВН-0,75 и ВВН-6 приведены на рис.3.14. Расхождения, которые наблюдались в моменты открытия всасывающих и нагнетательных окон, вызваны, очевидно, явлениями, не учтенными в методике расчета.

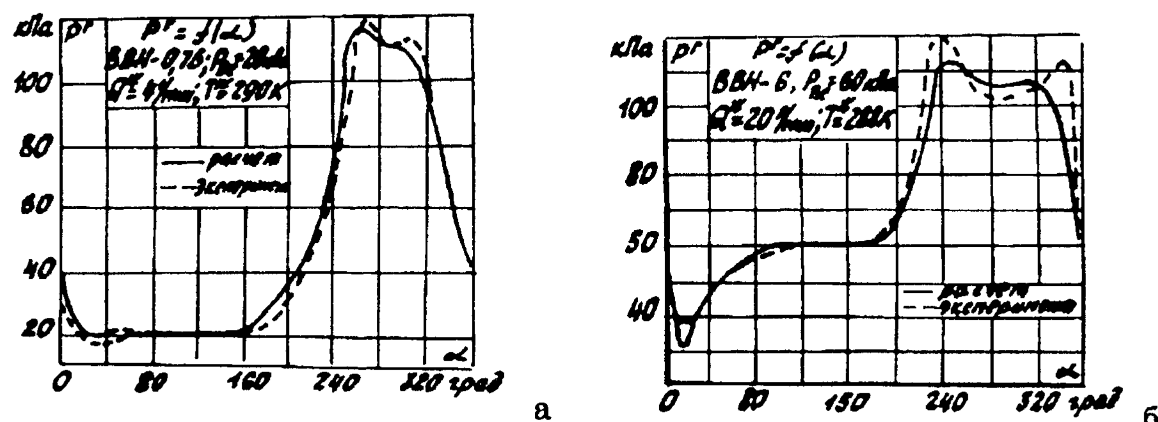


Рис.3.14. Давление в рабочей полости машины:

а- ВВН-0,75; б-ВВН-6

Ранее приводились результаты фотографирования скоростной киносъемки положения жидкости в рабочем колесе машины ВВН-0,75. Они дают возможность определить изменение объема рабочей полости между лопатками рабочего колеса по углу его поворота. Использование этих данных позволяет построить индикаторные диаграммы рабочего процесса (рис.3.15).

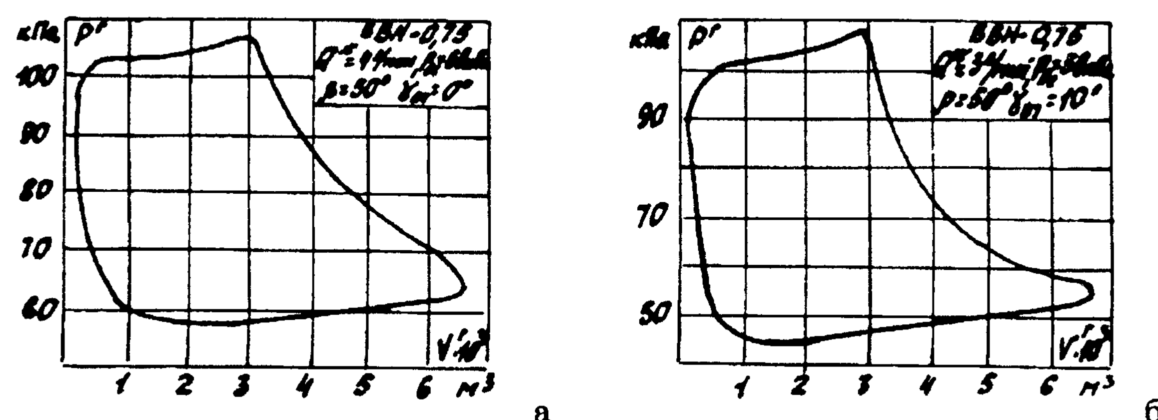


Рис.3.15. Индикаторная диаграмма рабочего процесса машины ВВН-0,75:

а-угол наклона втулки рабочего колеса 0°;
б-угол наклона втулки рабочего колеса 10°

На этих диаграммах видно, что открытие нагнетательных окон для рассматриваемых режимов работы происходит с некоторым запаздыванием, а открытие всасывающих окон - своевременно.

Изменение объема рабочей полости машины ВВН-6 получено расчетным путем. Индикаторные диаграммы для этой машины приведены на рис. 3.16. Однако для жидкостнокольцевых машин индикаторная диаграмма не имеет столь существенного значения, как для поршневых компрессоров, поскольку основная трудность заключается в определении с достаточной степенью точности объема сжимаемого газа. Характер процесса сжатия существенно зависит от температуры сжимаемого газа и рабочей жидкости. Так как при сжатии газа меняется его температура, теплообменные процессы между газом и жидкостью интенсифицируются и рост температуры газа замедляется.

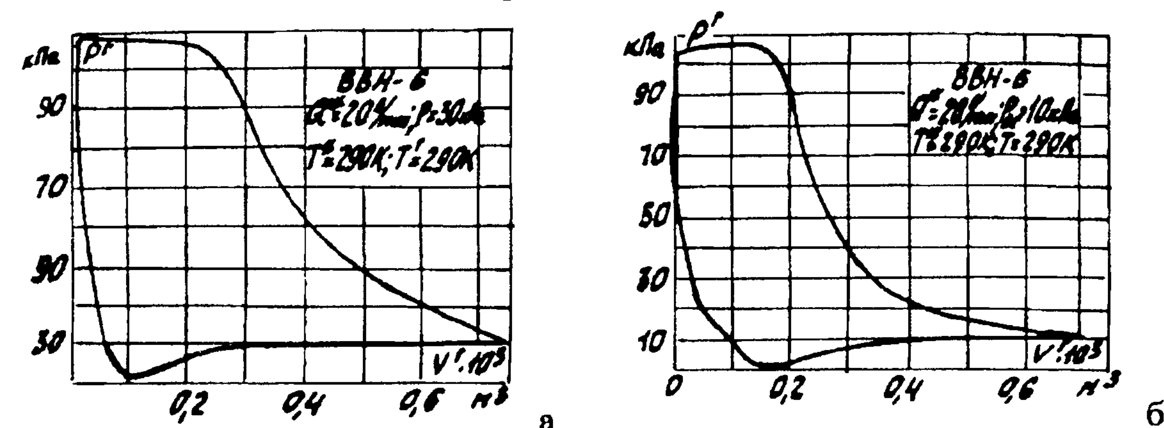


Рис.3.16. Индикаторная диаграмма рабочего процесса машины ВВН-6:

а- при давлении всасывания 30 кПа;
б- при давлении всасывания 10 кПа

Обычно в компрессорных машинах процесс сжатия характеризуется показателем политропы n. Для жидкостнокольцевых машин в работах разных авторов приводятся различные его значения. Так, В.А.Румянцев [18] предлагает принимать n=1,05-1,07, И.П.Кляусс [24] считает n=1,02-1,35. В работах [24] и [94] показатель политропы определяется начальными и конечными параметрами сжатия. Большой разброс в значениях показателя говорит о незначительной точности его определения и не позволяет выбирать с достаточной достоверностью его значения при проведении расчетов ЖКМ. Это может привести к неправильному определению конструктивных параметров машин.

Для оценки влияния показателя политропы на процесс сжатия произведены расчеты процесса сжатия в машине ВВН-0,75 при различных значениях n (рис.3.17).

Анализ индикаторных диаграмм (см.рис.3.15-3.16) показывает, что в действительности процесс сжатия происходит при существенно меняющемся показателе n. Приближенно этот процесс можно рассматривать состоящим из некоторого числа последовательных политропных процессов, в каждом из которых показатель политропы находится по уравнению

$$n_i = \frac{lg\, p_i^z - lg\, p_{i-1}^z}{lg\, V_{i-1}^z - lg\, V_i^z}. \qquad (3.22)$$

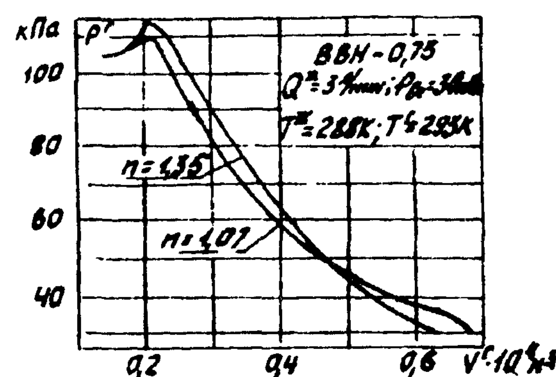


Рис.3.17. Процесс сжатия в машине ВВН-0,75 при различных показателях политропы

Среднее значение показателя политропы для процесса сжатия рассчитывается по аналогичному уравнению

$$n_{ср} = \frac{\lg p_н^г - \lg p_{вс}^г}{\lg V_{вс}^г - \lg V_н^г}. \qquad (3.23)$$

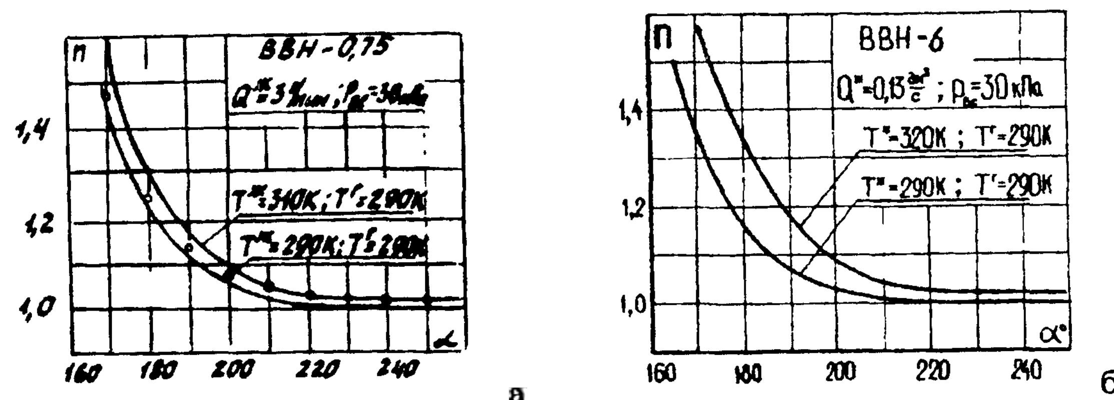


Рис.3.18. Изменение показателя политропы в процессе сжатия газа при различной температуре рабочей жидкости:

а-ВВН-0,75; б-ВВН-6

—— - расчет; • - эксперимент

Значения показателя политропы n, определенные по экспериментально полученной индикаторной диаграмме (см.рис.3.15б), показаны на рис.3.18. Они найдены расчетным путем по вышеприведенной методике (главы П и Ш) с шагом $\Delta\alpha_i = 5°$. При одинаковой температуре жидкости и всасываемого газа процесс сжатия начинается при показателе политропы, равном 1,4, т.е. без теплопередачи. По мере повышения давления растет температура газа и увеличивается теплоотдача от газа к жидкости, что приводит к уменьшению показателя политропы. При температуре газа, превышающей температуру жидкости на 20-25°С, процесс становится изотермическим и $n = 1{,}02$.

Следует отметить, что полученные выводы относятся в первую очередь к машинам малой производительности, однако справедливы и для машин большой производительности. Но количественные характеристики последних могут изменяться, так

как масса газа растет быстрее, чем площадь поверхности теплопередачи.

3.4. Влияние тепло- и массообмена на рабочий процесс и параметры машин

В жидкостнокольцевых машинах производительность в большей степени, чем в других типах машин аналогичного назначения, зависит от процесса всасывания. Кроме перетечек газа через зазоры и "мертвое пространство", потерь давления во всасывающем тракте и теплообмена между газом и элементами машины, на производительность ЖКМ в значительной степени влияет массообмен между перекачиваемым газом и рабочей жидкостью. Особенно сильно это влияние сказывается при различных температурах жидкости и газа и малых давлениях всасывания.

Существенное влияние на производительность ЖВН оказывает испарение рабочей жидкости в процессе всасывания, особенно при увеличении вакуума. Как указывалось ранее, фирма "Siemens" с конца 70-х годов в своих проспектах указывает производительность вакуумных насосов при 100%-ной влажности перекачиваемого газа. Только за счет этого рекламируемая производительность как бы увеличилась на 10%. Наличие жидкости в рабочей полости в ряде случаев является положительным качеством, так как приводит к снижению температуры сжимаемого газа, позволяет перекачивать легко разлагающиеся газы и т.д. Однако это может привести к интенсивному испарению жидкости в процессе всасывания и значительному снижению производительности.

При исследовании рабочего процесса в насосах К.Пфлейдерер [46] считает процесс сжатия изотермическим, а В.И.Тетерюков [75] и В.А.Румянцев [18] процесс сжатия принимают политропным. В действительности, из-за наличия перетечек в машине, процессов тепло- и массообмена использование уравнения политропы для исследования процесса сжатия может привести к значительной погрешности. Поэтому в основу метода расчета рабочего процесса в ЖКМ автором положены законы термодинамики переменной массы, сформулированные В.А.Мамонтовым [34, 35] и использованные В.А.Довгалевым [20] для ротационных машин.

Изменение термодинамических параметров газа описывается дифференциальными уравнениями переменной массы с учетом внешнего теплообмена:

$$dp = p\left(\frac{dV}{V} - \frac{dG}{G}\right)\left[(k-1)\frac{dQ + (П - i)dG}{pdV - RTdG} - k\right], \qquad (3.24)$$

$$dT = \frac{k-1}{RG}(pdV - RTdG)\left[\frac{dQ + (П - i)dG}{pdV - RTdG} - 1\right] \qquad (3.25)$$

Изменение количества газа в рабочей полости за время dt определяется по уравнению

$$dG^{г} = \left(\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj} - \sum_{j=1}^{n} G^{г}_{утj}\right)dt, \qquad (3.26)$$

где $G^{г}_{пj}$ и $G^{г}_{утj}$ - весовой расход газа, соответственно поступающего в рабочую полость или покидающего его в рассматриваемый момент времени.

Полная удельная энергия газа в рабочей полости

$$i = C_p T^{г}. \qquad (3.27)$$

Полная удельная энергия присоединяемых элементов $П$ с учетом того, что в рабочую полость поступает газ, имеющий различные энергетические уровни, рассчитывается по уравнению

$$П = \frac{\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj} C_p T_{пj}}{\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj}}. \qquad (3.28)$$

После соответствующих подстановок и преобразований уравнения (3.24) и (3.25) приводятся к виду

$$dp^{г} = p^{г}\left[\frac{dV^{г}}{V^{г}} - \left(\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj} - \sum_{j=1}^{n} G^{г}_{утj}\right)dt\right]\left[(k-1)\cdot\right.$$

$$\left.\cdot\frac{dQ + \left(\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj} C_p T^{г}_{пj} - \sum_{j=1}^{n} G^{г}_{утj} C_p T^{г}_{j}\right)dt}{p^{г}dV^{г} - R\left(\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj} T^{г}_{пj} - \sum_{j=1}^{n} G^{г}_{утj} T^{г}_{j}\right)dt} - k\right]; \qquad (3.29)$$

$$dT^{г} = \frac{k-1}{G^{г}R}\left[p^{г}dV^{г} - R\left(\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj} T^{г}_{пj} - \sum_{j=1}^{n} G^{г}_{утj} T^{г}_{j}\right)dt\right]$$

$$\cdot\left[\frac{dQ + \left(\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj} C_p T^{г}_{пj} - \sum_{j=1}^{n} G^{г}_{утj} C_p T^{г}_{j}\right)dt}{p^{г}dV^{г} - R\left(\sum_{j=1}^{m} G^{г}_{пj} T^{г}_{j} - \sum_{j=1}^{n} G^{г}_{утj} T^{г}_{j}\right)dt} - 1\right]. \qquad (3.30)$$

Эти уравнения для рабочей полости машины могут быть записаны в следующем виде:

$$\frac{dp^{г}}{d\alpha} = \frac{k-1}{\omega V^{г}}\left[\omega\frac{d\theta}{d\alpha} + П\left(\Delta G^{г}_{I} + \Delta G^{г}_{II} + G^{г}_{ок}\right) - \right.$$

$$\left. - i\left(\Delta G^{г}_{ут_I} + \Delta G^{г}_{ут_{II}}\right) - \frac{k}{k-1}\omega p^{г}\frac{dV^{г}}{d\alpha}\right]; \qquad (3.31)$$

$$\frac{dT^{г}}{d\alpha} = \frac{(k-1)T^{г}}{p^{г}\omega V^{г}}\left[\omega\frac{dQ}{d\alpha} + i\frac{k-1}{k}\left(\Delta G^{г}_{I} + \Delta G^{г}_{II} + \Delta G^{г}_{ок} - \right.\right.$$

$$\left. - \Delta G^{г}_{ут_I} - \Delta G^{г}_{ут_{II}}\right) + П\left(\Delta G^{г}_{I} + \Delta G^{г}_{II} + \Delta G^{г}_{ок}\right) -$$

$$\left. - i\left(\Delta G^{г}_{ут_I} + \Delta G^{г}_{ут_{II}}\right) - p^{г}\omega\frac{dV^{г}}{d\alpha}\right]. \qquad (3.32)$$

Объем газовой полости определяется количеством жидкости в ячейке :

$$V_я^г = V_я - V_я^ж .\qquad(3.33)$$

Количество жидкости в ячейке $V_я^ж$ находится по уравнению (2.63), а количество газа в ячейке - по уравнению, аналогичному (2.7):

$$G^г = G_0^г - \frac{1}{\omega}\int_0^{\alpha_1}\left(G_I^г + G_{II}^г + G_{о\,к}^г\right)d\alpha .\qquad(3.34)$$

Через всасывающие (нагнетательные) окна в рабочую полость поступает (уходит) количество газа, определяемое выражением [1]

$$G_{о\,к}^г = m\frac{pq(\lambda)}{\sqrt{T}}F^г\frac{d\alpha}{\omega},\qquad(3.35)$$

где $q(\lambda)$ - газодинамическая функция, определяемая по перепаду давлений в соответствующем окне. Как правило, этот перепад невелик, поэтому индексы параметров торможения у p и T опущены.

Часть площади окна, через которую происходит натекание (истекание) газа, определяется по уравнению

$$F^г = F^{о\,к} - F^ж + \sum F_{от} .\qquad(3.36)$$

Площадь окна $F^{ок}$ зависит от конфигурации окна (рис. 3.19):

$$F^{о\,к} = \int_{\psi_1}^{\psi_2}\int_{r_{о\,к\,вн}}^{r_{о\,к}} r\,dr\,d\alpha = \int_{\psi_1}^{\psi_2}\frac{r_{о\,к}^2 - r_{о\,к\,вн}^2}{2}d\alpha = \frac{R_{о\,к}^2 - r_{о\,к\,вн}^2}{2}(\psi_2 --\psi_1) +$$
$$+\frac{e_{о\,к}^2}{4}(\sin 2\psi_2 - \sin 2\psi_1) + \frac{e_{о\,к}}{4}\cdot\left(\sin\psi_2\sqrt{R_{о\,к}^2 - (e_{о\,к}^2\sin\psi_2)^2} -\right.$$
$$\left.- \sin\psi_1\sqrt{R_{о\,к}^2 - (e_{о\,к}\sin\psi_1)^2}\right) + \frac{R_{о\,к}^2}{2}\left(\arcsin\frac{e_{о\,к}\sin\psi_2}{R_{о\,к}} -\right.$$
$$\left.- \arcsin\frac{e_{о\,к}\sin\psi_1}{R_{о\,к}}\right).\qquad(3.37)$$

Величина $F^ж$ определяется как часть площади окна, перекрываемая жидкостным кольцом (см.разд.3.3).

Величину $\Sigma F_{от}$ можно найти по числу отверстий, расположенных перед нагнетательным окном и приходящихся на выделенный сектор в данном его положении. При этом необходимо учитывать, открыты отверстия или закрыты клапанами.

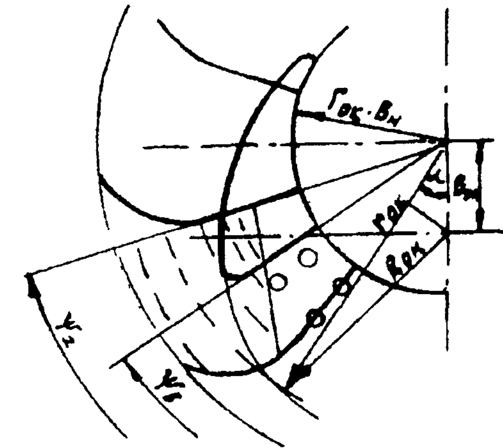


Рис.3.19. Схема расположения нагнетательного окна и клапанов

Количество газа, перетекающего по торцевым зазорам из ячейки в ячейку ($G_I^г$), рассчитывается по методике, приведенной в работе И.А.Сакуна [70]. Количество газа, перетекающего по торцевому зазору между втулкой рабочего колеса и лобовиной, находится по методике, изложенной в разд.3.1.

Тепло, сообщенное газу в рабочей полости, определяется испарением жидкости dQ_1 (или конденсацией паров dQ_2) и конвективным теплообменом между газом, поверхностью жидкости и элементами рабочего колеса dQ_3. Как показали предварительные оценки, лучистым теплообменом между ними можно пренебречь.

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 + dQ_3 .\qquad(3.38)$$

Тепло, которое выделяется при испарении, находится по уравнению

$$dQ_i = dG^n \cdot i .\qquad(3.39)$$

При сжатии смеси воздуха с парами жидкости происходит частичная конденсация этих паров и выделяется тепло:

$$dQ_2 = dG_к \cdot r .\qquad(3.40)$$

Теплота конденсации r (кДж/кг) зависит от температуры жидкости и определяется эмпирической зависимостью, предложенной М.И. Фильнеем [37]:

$$r = 2500 - 2{,}38t^ж .$$

Конвективный теплообмен между газом, жидкостью и элементами рабочего колеса определяется по формуле Ньютона:

$$dQ_3 = \left[\alpha_k\left(T_{пов} - T^г\right)F_{пов} + \alpha_к\left(T_р - T^г\right)F_{вн}\right]dt . \qquad (3.41)$$

Условно принимается, что коэффициент теплоотдачи от поверхности жидкости и рабочего колеса одинаков. При использовании уравнения Ньютона трудность заключается в определении температуры поверхности рабочего колеса T_p и коэффициента теплоотдачи α_K.

За время одного оборота ротора, которое у машин различных размеров находится в пределах 0,04-0,2 с, лопатки рабочего колеса целиком погружаются в жидкость и выходят из нее. Оценочные расчеты показали, что теплообмен между лопатками рабочего колеса и рабочей жидкостью, по крайней мере, на порядок больше, чем между лопатками и газом. Поэтому в дальнейшем температура лопаток принимается равной температуре рабочей жидкости.

Теплообмен происходит при переменном давлении газа, переменных скоростях газа, в поле центробежных сил и при одновременном массообмене. В этих условиях коэффициент теплоотдачи является сложной функцией скорости натекания газа и жидкости, физических свойств жидкости и газа и геометрических параметров машин [27] :

$$\alpha_k = f\left(v^г_{нат}, C^ж, \rho, \mu, C_p, \lambda, L\right). \qquad (3.42)$$

Из теории теплопередачи известно, что

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_m}{L}, \qquad (3.43)$$

где λ_m - коэффициент теплопроводности воздуха при соответствующих температуре и давлении; L - характерный линейный размер (в данном случае - длина лопатки рабочего колеса).

На участке всасывания и нагнетания при постоянном давлении газа коэффициент теплопроводности определяется по формуле Сатерленда [8]:

$$\lambda_m = \lambda_{om}\frac{273 + C}{T + C}\left(\frac{T}{273}\right)^{15}, \qquad (3.44)$$

где λ_{om} - коэффициент теплопроводности при 0°С; С = 125° для воздуха.

На участке сжатия при переменном давлении коэффициент теплопроводности находится по формуле Варгафтика-Цеденберга [10]:

$$\lambda_m = \lambda_{op} - B\left(\rho^n - \rho^n_o\right), \qquad (3.45)$$

где λ_{op} - коэффициент теплопроводности при 0,1 МН/м^2; B и n - константы (для воздуха B = 5 10 ^{6}; n = 1,23).

На участке всасывания и нагнетания критерий Нуссельта записывается в виде

$$Nu = f\left(Re, Pr, Gu, \Theta\right) . \qquad (3.46)$$

Критерий Рейнольдса определяется зависимостью

$$Re = \frac{v^г_{нат} \cdot L}{\nu}. \qquad (3.47)$$

Скорость натекания газа в рабочую полость через всасывающее окно рассчитывается по уравнению

$$v^г_{нат} = \frac{dV_я/dt}{F_{вс}}, \qquad (3.48)$$

где $F_{вс}$ - часть площади окна всасывания, приходящаяся на ячейку.

Графики изменения скорости натекания газа в ячейку жидкостнокольцевых машин ВВН-0,75 и ВВН-3 приведены на рис. 3.20. Скорости натекания газа определены с учетом испарения жидкости. В момент совмещения ячейки с входной кромкой всасывающего окна скорость газа максимальна, затем она быстро уменьшается и может принять отрицательное значение (при этом скорость образования паров жидкости превышает возрастание объема ячейки).

Критерий Прандтля определяется зависимостью

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \mu\frac{C_p}{\lambda_m}. \qquad (3.49)$$

Критерий Гухмана учитывает влияние термодинамических свойств влажного пара на процессы теплоотдачи и испарения

$$Gu = \frac{T^г - T^г_{пс}}{T^г}, \qquad (3.50)$$

где $T^г$ и $T^г_{пс}$ - температуры перекачиваемого газа, замеренные психрометром.

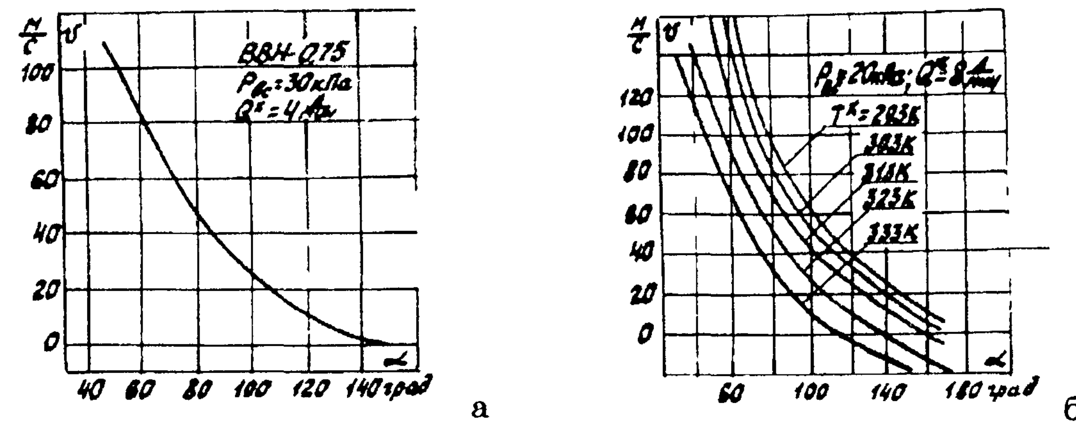


Рис.3.20. Скорость натекания газа в ячейку через всасывающее окно машины: а- ВВН-0,75; б-ВВН-3

Так как процесс теплоотдачи и испарения может происходить в условиях, когда температуры газа и жидкости различны, вводится еще один параметрический критерий - температурный фактор:

$$\Theta = \frac{T^г}{T_{пов}}. \qquad (3.51)$$

Температура поверхности жидкости зависит от направления и интенсивности потоков тепла и массы. А.В.Нестеренко [37] приводит следующую зависимость температуры поверхности жидкости от условий процесса:

$$\frac{T^ж - T_{пов}}{T^г - T^г_{пов}} = 0{,}0135\left(\frac{T^г - T^г_{пс}}{T^ж - T^г_{пс}}\right)^{-1,5}(Ar \cdot Pr)^{0,06}. \qquad (3.52)$$

Отсюда находится температура поверхности жидкостного кольца:

$$T_{пов} = T^ж - 0{,}0135\frac{\left(T^ж - T^г_{пс}\right)^{1,5}}{\left(T^г - T^г_{пс}\right)^{0,5}}(Ar\ \ Pr)^{0,06}. \qquad (3.53)$$

Входящий в это уравнение критерий Архимеда определяется зависимостью

$$Ar = \frac{gL^3}{V^2}\ \frac{\Delta p}{\rho_o}. \qquad (3.54)$$

В области сжатия отсутствует натекание газа. Критерий Нуссельта в данном случае имеет вид

$$Nu_{с\ ж} = f(Ar\ \ Pr). \qquad (3.55)$$

Обобщение опытных данных, полученных в процессе проведенных экспериментов, позволило получить расчетное уравнение для участка всасывания и нагнетания:

$$Nu = 0{,}53\,Re^{0,61}\,Pr^{0,33}\,Gu^{0,175}\Theta^2, \qquad (3.56)$$

а также для участка сжатия:

$$Nu = 5{,}01(Ar\ \ Pr)^{0,105}.$$

Уравнения (3.44)-(3.56) дают возможность определить коэффициент теплоотдачи по уравнению (3.43).

Если всасываемый газ содержит большое количество водяных паров и имеет более высокую, чем у рабочей жидкости, температуру, то в рабочей полости может происходить частичная конденсация, при которой выделяется тепло. Обобщенное уравнение для критерия Нуссельта при теплоотдаче от конденсирующихся паров имеет вид

$$Nu = f(Ga, Pr, k). \qquad (3.57)$$

Здесь Ga - критерий Галилея:

$$Ga = \frac{\omega\ ^2 r_l \rho^2 L^3}{\mu^2}; \qquad (3.58)$$

k - критерий, характеризующий изменение агрегатного состояния:

$$k = \frac{r}{C_ж \Delta t}. \qquad (3.59)$$

На основании обработки экспериментальных данных уравнение (3.57) записывается в виде

$$Nu = 0{,}135(Ga \cdot Pr \cdot k)^{0,25}. \qquad (3.60)$$

Количество испаряющейся жидкости находится по формуле Дальтона [91]. Предполагается, что весь насыщающийся парами поверхностный слой газа уносится потоком .

$$dG_{ж} = \frac{1}{4}\sqrt{\frac{3\mu^{ж}}{R^{ж}T^{ж}}}\left(p_{н\,п} - \frac{G^{ж}R^{ж}T^{ж}}{V_{я}}\right)\cdot F^{ж}_{пов}\cdot dt. \quad (3.61)$$

Это дифференциальное уравнение может быть проинтегрировано при известных зависимостях $F_{пов}{}^{ж}$ и $V_{я}$ от угловой координаты ячейки:

$$G^{ж} = e^{-\frac{\sqrt{3}}{4}\sqrt{\mu^{ж}R^{ж}T^{ж}}}\cdot\left(C_1 + \frac{\sqrt{3}}{4}p_{н\,п}\sqrt{\frac{\mu^{ж}}{R^{ж}T^{ж}}}\cdot\right.$$
$$\left.\cdot\int F^{ж}_{пов}e^{\frac{\sqrt{3}}{4}\sqrt{\mu^{ж}R^{ж}T^{ж}}\int F^{ж}_{пов}\frac{dt}{V_{я}}}dt\right). \quad (3.62)$$

Площадь свободной поверхности жидкостного кольца, приходящаяся на одну ячейку, определяется с учетом положения жидкости:

$$F^{ж}_{пов} = \left[\frac{2\pi}{z}\cdot r_2(1-\beta) - \delta_{л}\right]\left(\frac{в}{2} - \delta_{д}\right). \quad (3.63)$$

Площадь внутренней поверхности ячейки находится как сумма площадей поверхностей двух лопаток, части среднего диска и втулки рабочего колеса:

$$F = 2F_{л} + F_{д} + F_{вт}; \quad (3.64)$$

$$F_{л} = \left(\frac{в}{2} - \delta_{д}\right)\left[r_2(1-\beta) - r_1\right] - \frac{1}{2}\left[\frac{в'}{2} - \delta_{д}\right]^2 tg\gamma_{вт}; \quad (3.65)$$

$$F_{д} = \frac{\pi}{z}\left\{r_2^2(1-\beta)^2 - \left[r_1 + \left(\frac{в}{2} - \delta_{д}\right)tg\gamma_{вт}\right]^2\right\} -$$
$$-\delta_{л}\left\{r_2(1-\beta) - \left[r_1 + \left(\frac{в}{2} - \delta_{д}\right)tg\gamma_{вт}\right]\right\}. \quad (3.66)$$

$$F_{вт} = \frac{\pi}{z}\left[2r_1 + \left(\frac{в}{2} - \delta_{д}\right)tg\gamma_{вт} - 2\delta_{л}\right]\left(\frac{в}{2} - \delta_{д}\right). \quad (3.67)$$

Давление насыщенного пара является функцией только температуры и определяется по формуле М.И.Фильнея [37]:

$$ln(p_{н\,п}) = \frac{156 + 8{,}12t_{пов}}{236 + t_{пов}}. \quad (3.68)$$

Образовавшиеся пары жидкости занимают часть объема ячейки. При расчете производительности машины должно учитываться наличие этих паров в ячейке:

$$\left(V^{г}_{я}\right)' = V^{г}_{я} - V^{п} = V^{г}_{я} - \frac{G^{ж}R^{ж}T^{ж}}{p^{г}}.$$

Найденный объем необходимо использовать в уравнении (3.48) при определении скорости натекания газа в рабочую полость через всасывающее окно.

3.5. Влияние температуры рабочей жидкости на параметры жидкостнокольцевых машин

Как указывалось выше, температура жидкости существенно влияет на параметры машин вследствие тепло- и массообмена между перекачиваемым газом и жидкостью. Характеристики машин могут быть определены по методике, изложенной в главе II и разд. 3.4.

Для экспериментальной проверки зависимости производительности от температуры воды была создана установка (рис. 3.21), принцип действия которой заключается в следующем. Вода подогревается в специальном баке 1 электрокипятильниками до заданной температуры, контролируемой ртутными термометрами 2. Для поддержания равномерной температуры вода в баке постоянно перемешивается. В машину вода подается центробежным насосом 3, расход ее устанавливается вентилем 4 и контролируется ротаметрами 5 (тип РС-5 и РС-7). Подача воздуха регулируется вентилем 6. Расход воздуха замеряется газовыми счетчиками 7 (тип РГ-40 и РГ-100), а давление перед всасывающим патрубком - U-образным ртутным манометром 8. Барометрическое давление определяется барометром-анероидом МД-49-2, потребляемая мощность - комплектом К-50.

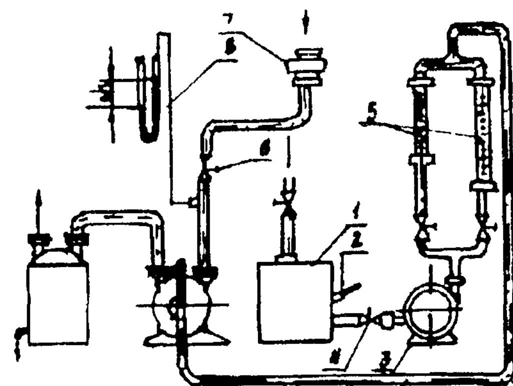


Рис.3.21. Схема экспериментальной установки для определения влияния температуры рабочей жидкости на параметры машины

Данная установка использовалась для проведения экспериментов на машинах ВВН-3 и ВВН-0,75. Аналогичные испытания проводились на Сумском машиностроительном заводе им. М.В.Фрунзе, на машине ВВН-50.

Абсолютное давление на всасывании определяется как разность между барометрическим давлением и показателем U-образного ртутного манометра:

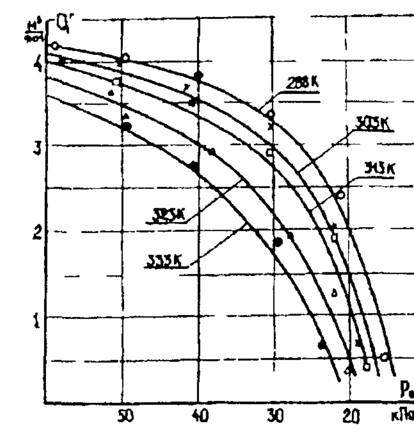
$$p_{вс} = Б - (U - Э). \qquad (3.69)$$

Замеры производились при давлениях во всасывающем патрубке 50, 40, 30, 20 и 15 кПа и нескольких значениях расхода воды. Производительность вакуумного насоса, отнесенная к условиям всасывания, определяется по уравнению

$$Q = \frac{60 \cdot V^c \cdot Б}{t^c \cdot p_{вс}}. \qquad (3.70)$$

Полученные экспериментально зависимости производительности ЖВН от режима работы и температуры рабочей жидкости для машин ВВН-3 и ВВН-0,75 (характеристики вакуумных насосов) представлены на рис. 3.22. С ростом температуры воды производительность насоса снижается и по мере падения давления во всасывающем патрубке это снижение становится все более значительным. Однако сделать какие-либо обобщения по этим графикам затруднительно, поэтому результаты испытаний приведены к безразмерному виду и представлены на рис.3.23, где по оси ординат отложено отношение производительности при данной температуре к производительности при 288 К.

Обобщенная зависимость производительности ЖКМ от температуры рабочей жидкости была использована для приведения параметров к нормальным условиям в ОСТ 26-12-1113-74 "Машины водокольцевые. Типы и основные параметры" [41] и последующих его редакциях.



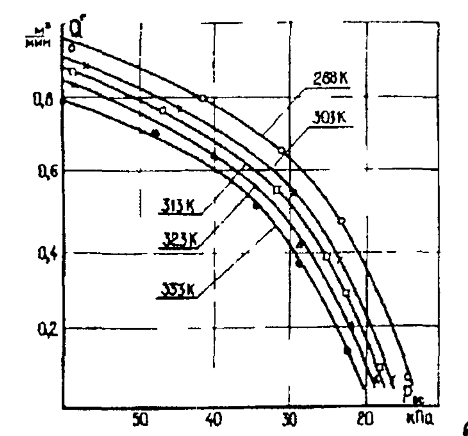
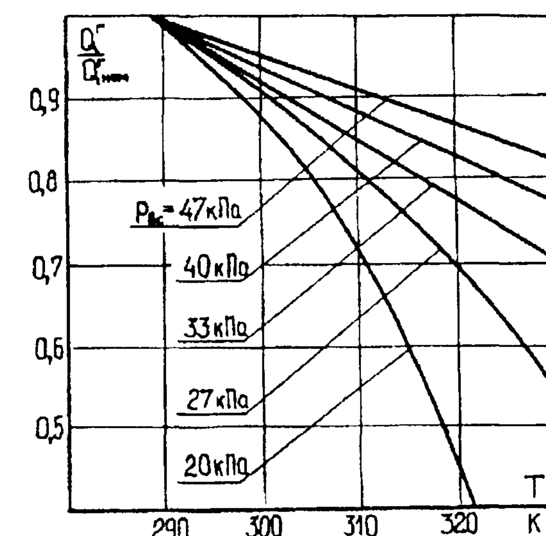


Рис.3.22. Характеристики вакуумных насосов при различных температурах рабочей жидкости:
а-ВВН-3, $Q^ж$=12 л/мин, б-ВВН-0,75, $Q^ж$=3л/мин

Рис.3.23. Обобщенная зависимость производительности машины от режима работы и температуры рабочей жидкости



3.6. *Влияние свойств рабочей жидкости на рабочий процесс в жидкостнокольцевой машине*

Одним из существенных достоинств жидкостнокольцевых машин, особенно при их применении в химической, нефтехимической и других аналогичных отраслях промышленности, является возможность работы на различных рабочих жидкостях. Наиболее изящным представляется решение, при котором рабочая жидкость в вакуумных насосах является конденсатом откачиваемых газов (защищено авторским свидетельством). При этом не происходит загрязнение откачиваемого газа парами рабочей жидкости, а также загрязнение жидкости конденсирующимися парами, которые могут образовываться при сжатии газа.

Другим фактором, влияющим на применение различных

рабочих жидкостей в ЖКМ, является возможность использования их свойств для совмещения процесса сжатия с другими процессами. Так, в хлорных компрессорах в качестве рабочей жидкости используется высококонцентрированная серная кислота. В них процесс сжатия совмещается с охлаждением сжимаемого газа и его осушкой. В результате происходит постепенное снижение концентрации серной кислоты.

Нами реально рассматривался проект ЖКМ для сжатия газов с большим содержанием окислов серы, в которой в качестве рабочей жидкости предполагалось использовать расплавленную серу, а также ряд других достаточно экзотических проектов.

При этом возникает проблема определения влияния свойств рабочей жидкости на процессы в ЖКМ. Эти проблемы ранее рассматривались в некоторых работах [38, 5]. В них приводятся результаты экспериментов, но ни в одной из этих работ нет качественного анализа и обобщения результатов, которые можно было бы использовать при создании новых машин.

Мы предполагаем, что на рабочий процесс в ЖКМ влияют два физических свойства рабочей жидкости: плотность и вязкость. Конечно, могут влиять и другие ее свойства, например, поверхностное натяжение, но их влияние на рабочий процесс мы не рассматривали.

Количественный анализ влияния свойств рабочей жидкости на параметры машины может быть проведен только на основании расчета поля скоростей в безлопаточном пространстве. Такие расчеты для плотности рабочей жидкости ρ=700, 1000, 1500 и 2000 кг/м^3 при вязкости $\nu=10^{-6}$ м^2/с и для вязкости рабочей жидкости $\nu=10^{-6}, 10^{5}, 10^{4}$ и $4 \cdot 10^{4}$ м^2/с при плотности ρ=1000 кг/м^3 были проведены для машины ВВН-3 по методике, изложенной в главе II.

Графики влияния плотности на скорость жидкости в безлопаточном пространстве при давлении всасывания 30 кПа при подводе в машину 8 л/мин жидкости приведены на рис.3.24а. За счет резкого падения давления газа при переходе жидкости из области нагнетания в область всасывания (в рассматриваемом конкретном случае - на 0,07 МПа) ее скорость в безлопаточном пространстве возрастает. Чем больше плотность, тем меньше прирост скорости жидкости при этом переходе. Именно это обстоятельство приводит к уменьшению скорости жидкости в начале процесса всасывания с ростом ее плотности.

В процессе всасывания жидкость выходит из ячеек рабочего колеса в безлопаточное пространство со скоростью, не зависящей от ее плотности. Поэтому ее влияние на скорость жидкости в конце процесса всасывания сходит на "нет".Запас кинетической энергии в жидкости при одной и той же скорости прямо

пропорционален плотности. Следовательно, в области сжатия большей плотности соответствует меньшее снижение скорости жидкости при одинаковом увеличении давления газа. Однако рост давления газа в ячейках по углу поворота рабочего колеса для разных жидкостей неодинаков: большей плотности соответствует меньший рост давления газа. Оба эти явления приводят к меньшему снижению скорости в области сжатия у жидкостей с большей плотностью.

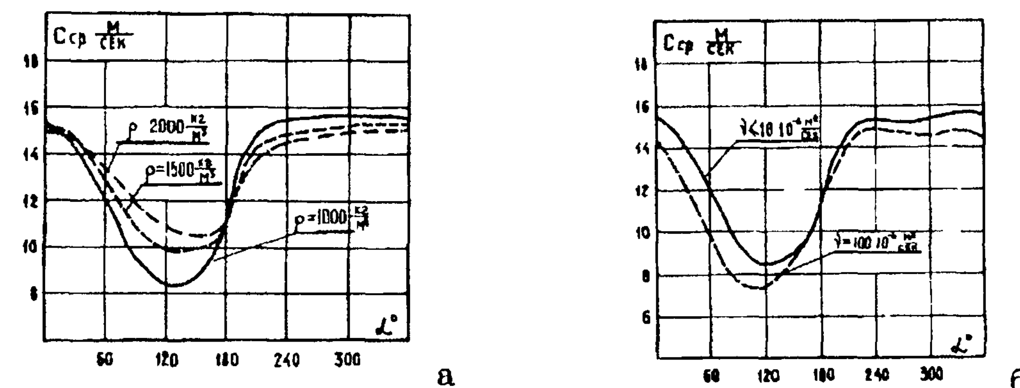


Рис.3.24. Скорость жидкости в безлопаточном пространстве машины ВВН-3 при давлении всасывания 30 кПа:

а-при различной плотности рабочей жидкости;
б-при различной вязкости рабочей жидкости

Изменение формы кольца жидкости сказывается также и на истечении жидкости из окна нагнетания. Жидкость с малой плотностью имеет большую толщину кольца в начале нагнетательного окна. При этом истечение жидкости происходит в основном в начале окна, а в конце кольцо как бы отходит от него. Жидкость с большей плотностью перекрывает выходную часть нагнетательного окна, поэтому перетечки через "мертвое пространство" меньше.

Большей плотности соответствуют также большие гидравлические потери. Это объясняется главным образом тем, что потери давления при прочих равных условиях пропорциональны плотности, и частично большей скоростью жидкости в области сжатия и нагнетания. Зависимости мощности и производительности машины от плотности рабочей жидкости показаны на рис.3.25.

Для определения влияния вязкости на параметры машины рассчитаны коэффициенты гидродинамических потерь при $\nu=10^{5}, 10^{4}$ и $4\ 10^{-4}$ м^2/с (рис.3.26). Влияние вязкости на скорость жидкости в безлопаточном пространстве показано на рис.3.24б. Это влияние должно более наглядно проявляться

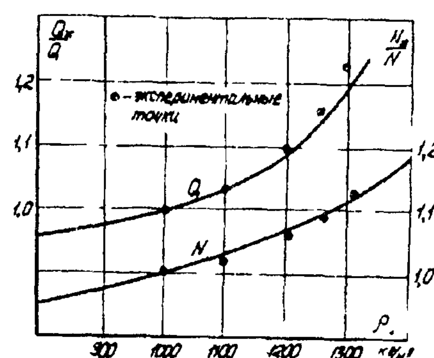


Рис.3.25. Производительность и мощность машины ВВН-3 при давлении всасывания 30 кПа, $V=10^{-6}$ м^2/с; $Q^{ж}=8$ л/мин

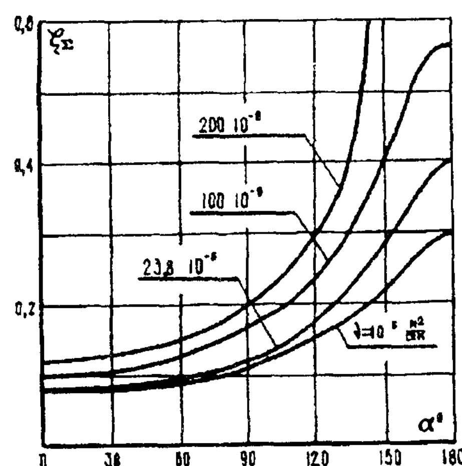


Рис.3.26. Коэффициент потерь в безлопаточном пространстве машины ВВН-3, ρ=1000 кг/м^3

у машин малой размерности, так как главную роль здесь играет значение критерия Рейнольдса Re. Для ВВН-3 при работе на воде среднее значение Re имеет порядок 10^5, поэтому увеличение вязкости в 10 раз (при $\nu=10^{-5}$ м^2/с) практически не сказывается на параметрах машины. Однако увеличение вязкости до $4{\cdot}10^{-4}$ м^2/с (что соответствует маслу Д1-А) значительно влияет на параметры машины.

В начале области всасывания скорость в безлопаточном пространстве мало зависит от вязкости. При перемещении жидкости от верхнего сечения вниз разница в скорости за счет гидродинамических потерь проявляется все сильнее и при $\alpha=0^o$ для $\nu=4{\cdot}10^{-4}$ м^2/с по сравнению с водой скорость уменьшается на 1,4 м/с, т.е. на 9%. Это приводит к относительному увеличению толщины жидкостного кольца примерно на 3 мм и соответствующему уменьшению количества засасываемого газа. В процессе сжатия газа скорость жидкости уменьшается при $\nu=4{\cdot}10^{-4}$ м^2/с быстрее, чем у воды, как за счет потерь, так и за счет более быстрого нарастания давления в ячейках.

После открытия окна нагнетания часть жидкости сразу уходит из кольца в нагнетательный патрубок, скорость жидкости, несмотря на гидродинамические потери, возрастает и жидкостное кольцо отходит от кромки нагнетательного окна. При этом увеличиваются объем "мертвого пространства" и перетечки газа через него из полости нагнетания в полость всасывания.

Таким образом, при проектировании машины, предназначенной для работы на вязкой жидкости, необходимо увеличивать эксцентриситет, смещать вниз входную кромку нагнетательного окна и приближать внешнюю кромку нагнетательного окна к втулке рабочего колеса.

Распределение гидродинамических потерь мощности вдоль безлопаточного пространства в зависимости от вязкости рабочей жидкости показано на рис. 3.27, а зависимости мощности и производительности машины от вязкости рабочей жидкости - на рис. 3.28.

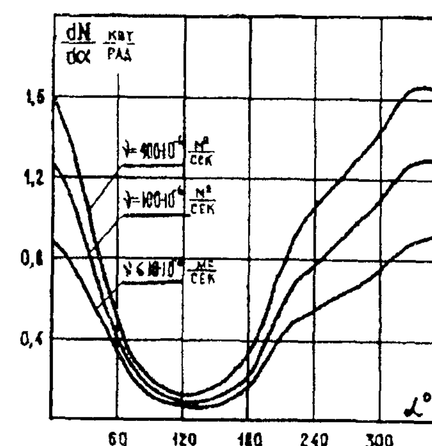


Рис.3.27. Распределение гидродинамических потерь мощности в безлопаточном пространстве машины ВВН-3 при давлении всасывания 30 кПа

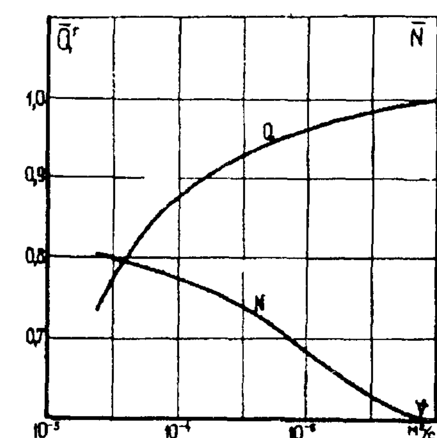


Рис.3.28. Производительность и мощность машины ВВН-3 при давлении всасывания 30 кПа, ρ=1000 кг/м^3; $Q^{ж}=8$ л/мин

В работах [5,6] приведены результаты экспериментальных исследований на машине ВВН-3 с жидкостями различной плотности. Для сравнения они нанесены на рис.3.25. При расчете производительности учтено также, что вязкость и плотность жидкости влияют на течение жидкости в торцевых зазорах и их изменение соответствующим образом увеличивает или уменьшает загромождение торцевых зазоров жидкостью.

Вопросы, рассмотренные в данной главе, дают возможность понять физическую сущность происходящих в ЖКМ процессов. Без этого невозможно создать высокоэффективные и достаточно экономичные машины.

Глава четвертая.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОМПОНОВКИ И ОПТИМАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИН

В разд.1.3 приведена классификация жидкостнокольцевых машин по конструктивным признакам. Для выбора той или иной компоновки недостаточно произвести расчет движения жидкости за процесс, проведение оптимизации конструктивных параметров может давать погрешности из-за тех допущений, которые были сделаны при составлении математической модели в разд.2.4. Поэтому для выявления наиболее рациональной конструктивной схемы машины и оптимального соотношения ее параметров необходимо использовать уже имеющийся опыт, соответствующим образом обработав и систематизировав данные по различным машинам. В ряде случаев приходится прибегать к статистическим сравнениям как наиболее достоверным и исключающим возможные методические погрешности при экспериментах на отдельных машинах.

В известной нам литературе нет систематического и обоснованного анализа различных конструктивных схем ЖКМ.

4.1. Анализ конструктивных схем жидкостнокольцевых машин

Выбор конструктивной схемы ЖКМ является определяющим при ее проектировании. Основное требование, предъявляемое к машине, - обеспечить производительность по условиям всасывания при соответствующем вакууме (или степени повышения давления). Кроме того, стоимость сжатия газа должна быть минимальной, для чего необходимо обеспечить технологичность конструкции, а также минимальное потребление электроэнергии и рабочей жидкости.

Для анализа конструктивной схемы сопоставим между собой машины с осевым и радиальным подводом и отводом сжимаемого газа, машины простого и двойного действия, одно- и двухступенчатые, а также одно- и двухцилиндровые машины.

4.1. 1. Машины с осевым и радиальным подводом и отводом газа

Принцип работы машин с осевым и радиальным подводом и отводом газа одинаков, однако существует различие в их конструктивном эформлении, что оказывает влияние и на протекание рабочего процесса.

В машине с осевым газораспределением всасывающие и нагнетательные окна расположены в торцевых стенках (см. рис.1.1-1.3), и толщина жидкостного кольца определяется формой и положением внешней кромки нагнетательного окна. Чем дальше она находится от центра корпуса, тем тоньше будет жидкостное кольцо и тем больше объем газа, перетекающего в ячейках рабочего колеса из полости нагнетания в полость всасывания. При такой схеме машины величина "мертвого пространства" в значительной степени зависит от точности изготовления нагнетательных окон. Небольшие отклонения в расположении их внешней кромки могут привести к существенному изменению характеристик машины, особенно при больших степенях повышения давления.

При радиальном газораспределении нагнетательные окна расположены в конусах (см.рис.1.4-1.6) и уходящая жидкость перекрывает их. Если угол наклона образующей конуса достаточно велик, то жидкость уходит только через верхнюю часть нагнетательного окна, а нижняя его часть жидкостью не перекрывается. В этом случае величина "мертвого пространства" меньше зависит от расположения нагнетательного окна.

Каких-либо экспериментальных данных по сравнению экономичности машин с осевым и радиальным газораспределением в известной нам литературе нет. Можно воспользоваться статистическими данными зарубежных фирм, выпускающих машины рассматриваемых конструкций.

Лучшие машины с осевым подводом и отводом газа, по имеющимся у нас данным, выпускают фирмы "Siemens" и "Hibon". Удельная мощность у ЖВН фирмы "Siemens" при давлении всасывания 30 кПа достигает 1,27 кВт·мин/м^3, у ЖВН фирмы "Hibon" - 1,33 кВт мин/м^3. Компрессоры фирмы "Siemens" при степени повышения давления π_k=2 имеют изотермический КПД на уровне 51%, а компрессоры фирмы "Hibon" - до 60%.

Лучшие машины с радиальным подводом и отводом газа производят фирмы "Nash" и "Neyrpic". У ЖВН фирмы "Nash" удельная мощность при давлении всасывания 30 кПа имеет значение не хуже 1,18 кВт·мин/м^3, у ЖВН фирмы "Neyrpic" - 1,15 кВт·мин/м^3. Изотермический КПД у компрессоров этих фирм при степени повышения давления, равной 2, находится на уровне 50%.

Машины простого действия обеих рассматриваемых схем создают примерно одинаковый предельный вакуум. Коэффициент расхода для этих машин, как видно из рис.4.1, также примерно одинаков. Из приведенных данных можно сделать вывод, что жидкостнокольцевые вакуумные насосы с радиальным газорас-

пределением имеют удельную мощность, примерно на 10% меньшую по сравнению с ЖВН с осевым газораспределением.

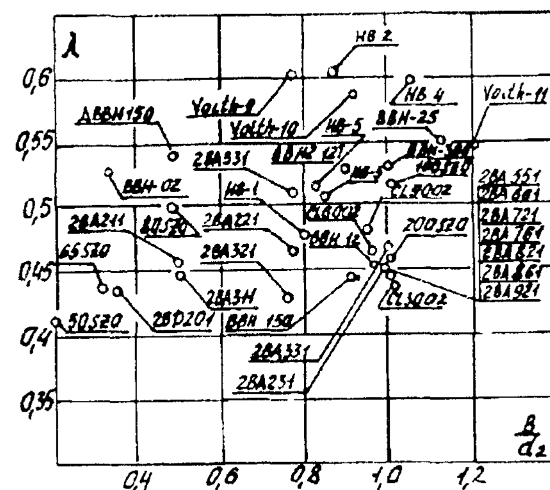


Рис.4.1. Коэффициент расхода машин различных фирм при давлении всасывания 30 кПа

Однако машины этих фирм работают в различных условиях. Так, ЖВН фирмы "Siemens" работают на больших окружных скоростях, чем ЖВН фирмы "Nash" (данными об окружных скоростях машин фирмы "Neyrpic" мы не располагаем). Машины 2ВА531, 2ВВ921 и др. фирмы "Siemens" (по каталогу 1970 г.) при давлении всасывания 30 кПа имеют удельную мощность 1,267 кВт·мин/м^3 при окружной скорости 19,3 м/с, тогда как у машины CL6002 фирмы "Nash" удельная мощность, равная 1,185 кВт·мин/м^3, получена при окружной скорости 18,1 м/с. Поэтому для окончательного суждения об экономичности машин той или иной схемы необходимо их параметры сравнивать при одинаковой окружной скорости.

В каталоге фирмы "Siemens" (1967 г.) имеется график пересчета параметров при изменении окружной скорости, согласно которому при переходе с окружной скорости 19,3 м/с на скорость 18,1 м/с удельная мощность снижается на 6%. Такие же результаты получаются при анализе характеристик машин фирмы "Nash". Таким образом, при равных окружных скоростях вакуумные насосы обеих схем имеют примерно равные удельные мощности.

При сравнении также необходимо учитывать, что машины с радиальным подводом и отводом газа конструктивно более сложны и менее технологичны. Рабочее колесо и корпус у них имеют более сложную конструкцию, необходимо обеспечить малые зазоры (порядка 0,1-0,3 мм) между коническими поверхностями и их обработка требует более сложного оборудования.

Этот анализ был проведен нами при разработке отраслевого стандарта [41]. В результате за основу в стандарте были приняты машины с осевым газораспределением. При этом также учитывались сложившиеся к тому времени традиции отечественного машиностроения.

4.1. 2. Машины простого и двойного действия

В отличие от машин простого действия в машинах двойного действия (см.рис.1.7 и 1.8) за один оборот ротора происходят два рабочих цикла. Наиболее распространены машины двойного действия с радиальным подводом и отводом сжимаемого газа. Теоретически производительность машин двойного действия может в два раза превышать производительность машин простого действия. Однако целый ряд причин сужает этот разрыв.

Машины двойного действия имеют по два окна нагнетания и всасывания. Расстояние между ними меньше, чем у машин простого действия, поэтому гидравлическое сопротивление перетеканию газа из полости нагнетания в полость всасывания в машинах двойного действия также меньше. В связи с этим возрастают перетечки газа. Как указывалось ранее, при малых степенях повышения давления π_k влияние перетечек на параметры машины несущественно, но с ростом π_k оно резко возрастает, благодаря чему ЖВН двойного действия имеют меньшую предельную степень повышения давления.

У рабочего колеса машины двойного действия предусматривается практически удвоенное число лопаток, чтобы сохранялось неизменным число ячеек на один полный рабочий цикл. Толщина лопаток выбирается из технологических соображений, поэтому загромождение рабочего пространства лопатками у машин двойного действия больше. Скорость газа во всасывающих и нагнетательных окнах у них также больше, что приводит к росту потерь давления. Все это снижает производительность, поэтому производительность машин двойного действия превышает производительность машин простого действия не в 2, а только в 1.3-1.5 раза. Это подтверждается сравнением коэффициентов расхода, приведенных на рис. 4.1.

В ЖКМ значительная мощность затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений в безлопаточном пространстве. В машинах двойного действия за счет большей кривизны корпуса гидравлические потери несколько возрастают, но они приходятся на удвоенное число рабочих циклов. В результате величина гидравлических потерь у этих машин относительно меньше.

Наиболее целесообразно проводить сравнение машин простого и двойного действия, выпускаемых одной и той же фирмой, так как у различных фирм машины имеют разный технический уровень с большим разбросом параметров. Для сравнения выбраны машины фирмы "Ahlstrom". Характеристики вакуумных насосов этой фирмы приведены на рис.4.2, откуда видно, что при давлении всасывания, превышающем 40 кПа, экономичнее ма-

шины двойного действия, а при меньшем давлении всасывания - машины простого действия.

Одним из требований, предъявляемых к машинам общего назначения, является их унификация, и существование различных по конструкции жидкостнокольцевых машин для различных диапазонов давлений нецелесообразно.

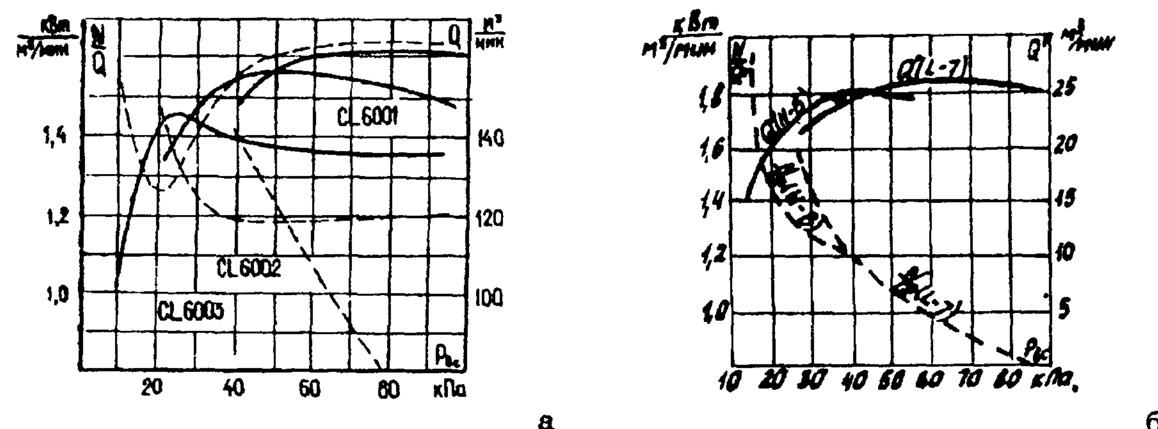


Рис.4.2. Характеристики вакуумных насосов фирмы “Ahlström”:
а-простого действия; б-двойного действия

В машинах простого действия на рабочее колесо действует усилие, определяемое разностью приложенных к нему давлений. Если условно провести вертикальную плоскость через ось вращения рабочего колеса, то слева на эту плоскость действует давление всасывания, а справа в области нагнетания - давление нагнетания и в области сжатия - переменное давление, среднее между давлением сжатия и нагнетания. Это усилие достаточно велико и, например, у ВВН-300 составляет около 20 т. В машинах двойного действия данные усилия взаимно гасятся по условиям симметричности, что особенно существенно для компрессорных машин, так как у них давление всасывания в несколько раз больше, чем у вакуумных насосов, а действующие усилия пропорциональны давлению. Поэтому компрессоры, особенно на большие давления, целесообразно строить по схеме машин двойного действия. Кроме того, необходимо учитывать, что в компрессоре влияние перетечек на его параметры незначительно из-за относительно небольших степеней повышения давления.

4.1. 3. Одно- и двухступенчатые машины

Одноступенчатые жидкостнокольцевые компрессоры могут обеспечить достаточно высокий КПД при степени повышения давления до 3,0. Для получения больших давлений необходимо применение двухступенчатых компрессоров. За рубежом они получили широкое распространение. Отечественных двухступенчатых компрессоров нет.

Применение двухступенчатых вакуумных насосов нецелесообразно, так как одноступенчатые машины с предвключенными эжекторами по всем параметрам превосходят их. Подробно этот вопрос будет рассмотрен в главе V.

4.1. 4. Одно- и двухцилиндровые машины

При разработке в 1971г. машины ВВН-300 (а машины такой производительности отечественная промышленность до того времени не выпускала) очень активно обсуждался вопрос о ее компоновке. В то время Сумской машиностроительный завод им. М.В.Фрунзе серийно выпускал машину ВВН-50 в двухцилиндровом исполнении (см.рис.1.9) и предполагал в такой же компоновке разработать ВВН-300. Проведенный нами анализ обеих конструктивных схем показал, что двухцилиндровая схема проигрывает одноцилиндровой по следующим показателям.

1. В двухцилиндровой компоновке два колеса имеют четыре торцевые поверхности, по которым происходит трение о корпус, вместо двух при одноцилиндровой компоновке. Вследствие этого увеличиваются потери машины.

2. По торцам происходит неконтролируемое перетекание газа и жидкости из области нагнетания в область всасывания.

3. Вал у одноцилиндровой компоновки защемлен в рабочем колесе консольно, и в месте выхода вала из рабочего колеса действует максимальный изгибающий момент. В двухцилиндровой компоновке он возникает за рабочим колесом и его величина значительно больше из-за большего расстояния от опоры вала до этого сечения. При прочих равных условиях при одноцилиндровой компоновке машины ВВН-300 диаметр вала получался равным 330 мм, а при двухцилиндровой - 440 мм, что приводило к необходимости увеличения диаметра втулки, ширины рабочих колес и т.д.

В результате этого анализа в соответствии с нашими рекомендациями машина ВВН-300 была выполнена по одноцилиндровой схеме. В дальнейшем при модернизации машин этого завода все они были перепроектированы на одноцилиндровые.

4.2. Выбор окружной скорости рабочего колеса

Окружная скорость концов лопаток рабочего колеса является одним из существенных параметров ЖКМ. Это определяется принципом их работы, который заключается в передаче энергии от вращающегося рабочего колеса к жидкости на стороне всасывания и затем от жидкости к газу на стороне сжатия и нагнетания.

Чем больше скорость выходящей из рабочего колеса жидкости, тем большей кинетической энергией она обладает и тем большую работу может совершить при сжатии газа. Если этой энергии для сжатия недостаточно, возникает явление, называемое срывом. Оно характеризуется резким падением производительности и ростом потребляемой мощности. Поэтому для жидкостнокольцевых машин характерным показателем является минимальная окружная скорость, при которой еще происходит нормальная работа без срыва. Насколько нам известно, впервые она была определена К.Пфлейдерером [46].

$$U_{min} = \sqrt{\frac{3(p_н - 2p_{вс})}{\rho}}\,. \qquad (4.1)$$

При давлении всасывания 30 кПа и давлении нагнетания 105 кПа минимальная окружная скорость, рассчитанная по уравнению (4.1), равна 16 м/с. Однако на этом режиме ЖВН работают без срыва при значительно меньших окружных скоростях. Таким образом, практика показывает, что уравнение (4.1) дает завышенное значение минимальной скорости. Достаточно просто минимальная окружная скорость ротора может быть определена из уравнения Бернулли, если предположить, что весь скоростной напор жидкости идет на прирост давления:

$$\frac{p_{вс}}{\rho} + \frac{C_{вс}^2}{2} = \frac{p_н}{\rho} + \frac{C_н^2}{2}\,. \qquad (4.2)$$

В уравнении (4.2) отсутствуют слагаемые геометрического напора, мы ими пренебрегаем ввиду их малости по сравнению с другими членами уравнения. Полагая $C_н$=0 и $C_{вс}$=U_{min}, получаем

$$U_{min} = \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_н - p_{вс})}\,. \qquad (4.3)$$

Для тех же значений давлений всасывания и нагнетания из уравнения (4.3) следует, что минимальная окружная скорость равна 12,25 м/с. Данное уравнение, как подтверждают эксперименты, позволяет достаточно точно рассчитывать минимальную окружную скорость.

Вышеизложенное необходимо рассматривать только как подтверждение факта существования минимальной окружной скорости рабочего колеса и возможности приближенного ее определения, тогда как само явление срыва требует детального изучения. Оно является очень сложным и может возникать не только при малой окружной скорости. Например, срывные явления появляются в вакуумном насосе ВВН-3 на скорости в 1450 об/мин (U_2=15,2 м/с) при увеличении подачи воды на режимах работы с давлениями всасывания 80 и 50 кПа; при уменьшении площади нагнетательного окна и в некоторых других случаях. Явление срыва обладает свойством гистерезиса, т.е. при изменении режима работы в сторону увеличения или уменьшения создаваемого вакуума оно возникает и исчезает при различном абсолютном давлении всасывания.

Однако машина не должна работать на минимально допустимой окружной скорости, поскольку у нее должен быть определенный запас устойчивости. Кроме того, минимальная окружная скорость не является самой экономичной. Зависимости удельной мощности от окружной скорости для различных машин при давлении всасывания 30 кПа приведены на рис.4.3, откуда видно, что минимальное значение удельной мощности соответствует окружной скорости 13-17 м/с, тогда как минимальная окружная скорость для этого режима составляет 12 м/с.

В то же время получение минимальной удельной мощности не является самоцелью. Кроме затрат на привод машины, имеются также затраты на подаваемую рабочую жидкость (например, воду), на приобретение установки и т.д. По-видимому, основным требованием должно быть получение минимальной стоимости сжатия единицы объема (массы) газа, для определения которой необходимо установить ее взаимосвязь с окружной скоростью. Уравнение стоимости сжатия единицы объема газа записывается в виде

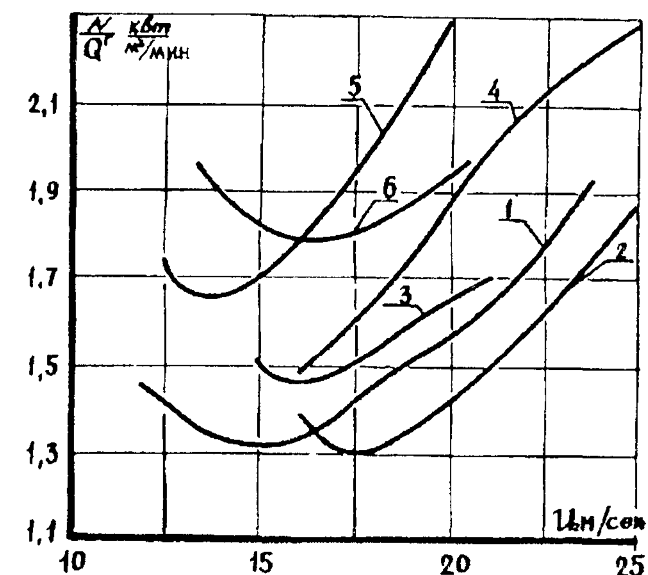


Рис.4.3. Зависимость удельной мощности от окружной скорости рабочего колеса различных машин при давлении всасывания 30 кПа:

1 - 2ВА332 фирмы “Siemens”;
2 - Р650/650 фирмы “Siemens”;
3 - CL3001 фирмы “Nash”;
4 - ВВН-50; 5 - ВВН-12;
6 - машина фирмы “Wedag” [89]

$$C = \frac{k_1}{60}\cdot\frac{N}{Q^г} + \frac{k_2}{60}\cdot\frac{Q^ж}{Q^г} + \frac{T_{ус\ т}}{RQ^г}. \qquad (4.4)$$

Оптимальная окружная скорость определяется методом малых отклонений [79]. Согласно этой работе, относительным приращением δ_x величины x называется отношение dx/x . Относительное приращение стоимости сжатия единицы объема находится по уравнению

$$\delta C = \frac{dC}{C} = \frac{\frac{k_1}{60}\cdot\frac{N}{Q^г}\,\delta\left(\frac{N}{Q^г}\right) - \left(\frac{k_2}{60}Q^ж + \frac{T_{ус\ т}}{R}\right)\frac{\delta Q^г}{Q^г}}{\frac{k_1}{60}\cdot\frac{N}{Q^г} + \left(\frac{k_2}{60}Q^ж + \frac{T_{ус\ т}}{R}\right)\cdot\frac{1}{Q^г}}. \qquad (4.5)$$

С достаточной степенью точности можно принять, что производительность пропорциональна окружной скорости $Q^г = AU_2$. Полагая, что

$$\frac{\frac{k_2}{60}\cdot Q^ж + \frac{T_{ус\ т}}{R}}{\frac{k_1}{60}\cdot\frac{N}{Q^г}\cdot Q^г} = B, \qquad (4.6)$$

получим

$$\delta C = \frac{1}{1+B}\,\delta\left(\frac{N}{Q^г}\right) - \frac{B}{1+B}\cdot\delta U_2. \qquad (4.7)$$

Минимальное значение стоимости сжатия газа достигается при $\delta C=0$. Это обеспечивается выполнением условия

$$\delta\left(\frac{N}{Q^г}\right) = B\delta U_2. \qquad (4.8)$$

По статистическим данным для отечественных машин B=0,35-0,7. Для нашего анализа этот коэффициент может быть принят равным 0,5. По кривым $\frac{N}{Q^г} = f(U_2)$ относительное при-

ращение удельной мощности определяется уравнением

$$\delta\left(\frac{N}{Q^г}\right) = \frac{\left(\frac{N}{Q^г}\right)_0 - \left(\frac{N}{Q^г}\right)_1}{\left(\frac{N}{Q^г}\right)_0}\;\frac{U_{20}}{U_{20} - U_{21}}\,\delta U_2, \qquad (4.9)$$

где индексами 0 и 1 обозначаются две достаточно близкие точки на оси абсцисс, между которыми находится приращение аргумента. Сопоставление уравнений (4.8) и (4.9) позволяет сделать заключение, что в уравнении (4.9) для получения режима минимальной стоимости сжатия коэффициент перед δU_2 должен быть равен 0,5.

На рис.4.4 приведена зависимость удельной мощности от окружной скорости для одной из машин фирмы "Siemens". Видно, что на рекомендуемых режимах работы имеется достаточный запас устойчивости. С увеличением создаваемого вакуума растет окружная скорость, при которой достигаются минимальные значения удельной мощности и стоимости сжатия газа. На этом же рисунке показана кривая наиболее выгодных, с точки зрения стоимости сжатия газа, режимов, определенных по уравнению (4.9). Она соответствует окружной скорости, превышающей на 2-3 м/с значения, при которых обеспечиваются режимы минимальной удельной мощности.

Проведенный анализ объясняет, почему у зарубежных фирм окружные скорости ЖКМ равны 17-19 м/с, тогда как оптимальными по удельной мощности являются окружные скорости 14-16 м/с.

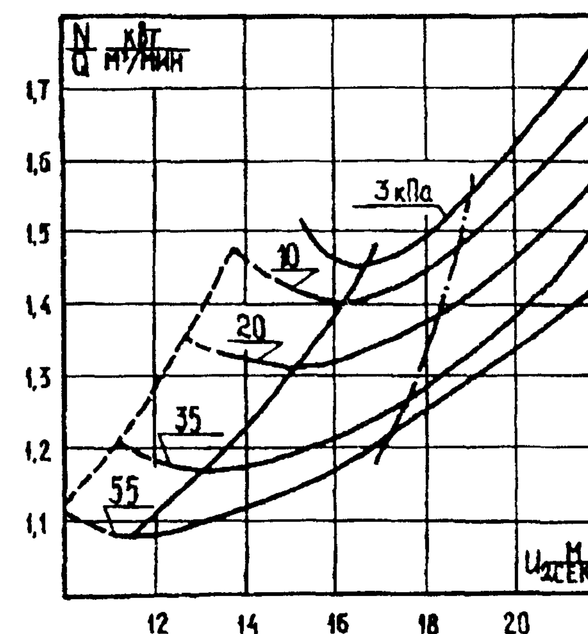


Рис.4.4. Удельная мощность машины 2ВА822 фирмы "Siemens":

- - - минимальная окружная скорость по уравнению (4.3),

—— минимальная удельная мощность,

- - режим, экономически наивыгоднейший, по уравнению (4.9)

4.3. Оптимальное соотношение ширины и диаметра рабочего колеса

Вопрос об оптимальном соотношении ширины и диаметра рабочего колеса рассматривался несколькими авторами. В.И.Тетерюков [75] рекомендует принимать это соотношение равным 1,25-1,5. Некоторые авторы указывают, что наименьшим потерям соответствует соотношение ширины жидкостного кольца к его толщине, равное 2. Ширина кольца примерно равна $0,5r_2$, что эквивалентно соотношению $b/d_2 = 0,5$, которое и рекомендуется принимать при проектировании новых машин. Таким образом, в разных источниках величина оптимального соотношения b/d_2 изменяется примерно в 3 раза.

В то же время известно, что у большинства машин как отечественных, так и зарубежных это соотношение близко к единице. Очевидно, критерием для выбора оптимального соотношения может являться удельная мощность. В ЖКМ соотношение ширины и диаметра рабочего колеса может влиять на удельную мощность либо за счет гидродинамических потерь (их рост приводит к увеличению затрачиваемой мощности), либо за счет относительной величины торцевых зазоров и гидравлических потерь во всасывающих и нагнетательных окнах. Чем больше относительная длина рабочего колеса, тем меньше относительная величина перетечек, но и тем больше гидравлические потери в окнах за счет роста скорости газа в них.

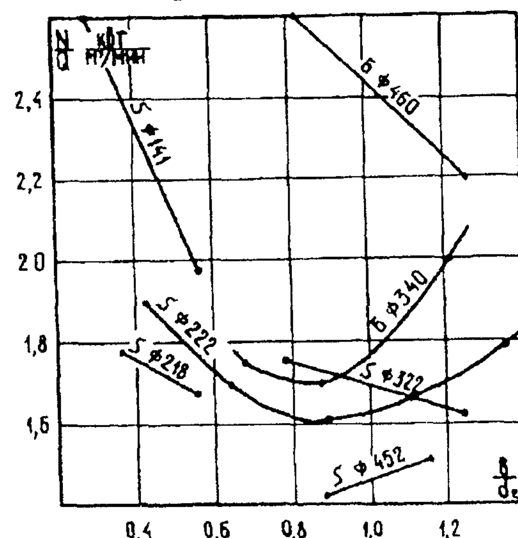


Рис.4.5. Удельная мощность в зависимости от относительной ширины рабочего колеса

Рассматриваемый вопрос является достаточно сложным, и надежное решение может быть получено только в результате большой серии тщательно поставленных экспериментов. По-видимому, лучше всего для этой цели подходит анализ статистических данных.

На рис.4.5 приведены зависимости удельной мощности от ширины рабочего колеса для ряда машин с одинаковыми диаметрами и различной шириной. Эти данные взяты из проспектов фирм "Siemens" (*S*) и "Burkhardt" (Б). На графике отчетливо видно, что наименьшая удельная мощность приходится на соотношение b/d_2=0,8-1,1, которое и может быть рекомендовано для использования при проектировании новых машин. В то же время не просматривается какая-либо зависимость коэффициента расхода от ширины рабочего колеса (см.рис.4.1).

4.4. Конструкция рабочего колеса

Рабочее колесо является основной частью ЖКМ и состоит из втулки, рабочих лопаток и некоторых элементов, обеспечивающих его прочность и жесткость. Основные элементы рабочего колеса - лопатки, число которых в машинах различной производительности меняется от 12 до 24. Большему числу лопаток соответствует большая равномерность распределения давления между ячейками рабочего колеса, и, значит, чем больше лопаток, тем больше рабочий процесс может быть приближен к идеальному.

В процессах всасывания и нагнетания давление газа в ячейках практически постоянно, так как ячейки рабочего колеса сообщаются с нагнетательными или всасывающими окнами. Давление в ячейках изменяется в процессе сжатия и при проходе через "мертвое пространство", когда давление в ячейке уменьшается до давления всасывания. Между выходной кромкой всасывающего окна и входной кромкой нагнетательного должно быть, по крайней мере, три ячейки. Здесь происходит процесс сжатия газа, и если давление между соседними ячейками будет сильно различаться, то под действием перепада давлений по торцевым зазорам между лопатками и боковыми стенками, не перекрытыми жидкостным кольцом, будет перетекать значительное количество сжимаемого газа. Такое перетекание в какой-то степени может привести к уменьшению производительности, но в основном это скажется на КПД процесса сжатия. Аналогично между выходной кромкой нагнетательного окна и входной кромкой всасывающего должна быть хотя бы одна ячейка. Из этих соображений число лопаток, казалось бы, необходимо увеличивать. Однако это приведет к нежелательным явлениям по следующим причинам.

Во-первых, к лопаткам прилагаются достаточно большие усилия, достигающие максимального значения тогда, когда на них с одной стороны действует давление нагнетания, а с другой - давление всасывания. Особенно велики эти усилия в компрессорах. Толщина лопаток в месте их соединения с втулкой должна определяться из условий прочности. Во-вторых, имеются чисто технологические ограничения по минимальной толщине лопаток, особенно в том случае, когда рабочее колесо литое. Лопатки занимают определенную часть объема рабочего колеса и если их

неоправданно много, то суммарный объем ячеек между ними уменьшается и происходит снижение производительности. Каждая лишняя лопатка уменьшает производительность машины примерно на 1%. Таким образом, существуют два взаимоподавляющих фактора при определении числа рабочих лопаток.

На практике минимальное число лопаток для машин простого действия выбирается равным 12, для машин двойного действия - 18. В машинах простого действия большой производительности число лопаток находится в пределах 16-20.

Рабочее колесо машин с радиальным газораспределением имеет укороченную втулку с центральным диском, к которому с обеих сторон крепятся лопатки, соединенные для жесткости по своим концам кольцами (см.рис.1.5, 1.6). В этих машинах центральный диск является необходимым элементом, который несет основную силовую нагрузку. Так как вал у машин различных конструктивных схем воспринимает примерно одинаковую нагрузку и вылет консольных частей у них также примерно одинаков, то и диаметры вала для машин одинаковой размерности примерно равны. Но у машин с осевым газораспределением поверх вала идет только втулка рабочего колеса, а у машин с радиальным подводом и отводом газа поверх вала расположены газораспределительные конусы. Поэтому объем рабочего колеса у машин с осевым подводом и отводом газа используется более рационально, и при прочих равных условиях для одной и той же производительности длина рабочего колеса у них будет меньше, чем у машин с радиальным газораспределением.

У ЖКМ с осевым подводом и отводом газа рабочие колеса машин средней и большой производительности также имеют центральный диск, предназначенный для более прочного крепления лопаток. Однако эти диски занимают большой объем и снижают производительность машин. В некоторых ЖВН, например, ВВН-150, на продолжении центрального диска в корпусе имеется перемычка. Таким образом, диск и перемычка разделяют машину на две практически самостоятельные части, каждая из которых может работать с различной степенью повышения давления. Рабочие лопатки по концам соединяются бандажными кольцами.

Вообще говоря, лопатки соединены с втулкой, центральным диском и бандажами и составляют жесткую пространственную систему. При расчетах на прочность обычно предполагают, что лопатки консольно закреплены только во втулке и работают на изгиб. В действительности же бандажи также достаточно нагружены и работают на растяжение и сжатие. Однако практика проектирования ЖКМ еще не дошла до такого уровня, когда требуется учитывать при расчете на прочность влияние бандажей, за счет этого создается некоторый запас прочности. Бандажные кольца располагаются таким образом, чтобы они оказывали минимальное влияние на движение жидкости.

В математической модели ЖКМ, рассмотренной в разд.2.4, предполагалось, что жидкостное кольцо разделено на две части, одна из которых находится во вращающемся рабочем колесе, а другая свободно движется в безлопаточном пространстве. Между этими частями непрерывно происходит обмен жидкостью. В верхнем сечении жидкость почти вся находится в ячейке между лопатками и на стороне всасывания выходит из рабочего колеса, в нижнем сечении она почти вся в безлопаточном пространстве, а на стороне сжатия и нагнетания снова возвращается в ячейки рабочего колеса.

Эффективность рабочего процесса ЖКМ в значительной степени зависит от скорости и направления движения жидкости, выходящей из рабочего колеса, причем скорость выхода жидкости переменна по углу его поворота. В верхнем и нижнем сечениях радиальная составляющая скорости жидкости равна нулю или близка к этому значению, так как в этих сечениях происходит смена направления движения, а максимального значения радиальная составляющая скорости на стороне всасывания достигает при угле поворота рабочего колеса около 90° .

Рабочее колесо расположено в корпусе эксцентрично, и линии тока жидкости в безлопаточном пространстве находятся под некоторым углом к его окружности. Если направление выхода жидкости из рабочего колеса значительно отклоняется от касательной к линии тока, то в безлопаточном пространстве между выходящей и уже вышедшей жидкостью происходит перемешивание, сопровождающееся образованием вихрей и значительными потерями. Поэтому необходимо, чтобы направление выходящей жидкости как можно ближе соответствовало направлению уже движущейся в безлопаточном пространстве жидкости. Направление и скорость жидкости показаны на планах скоростей (см.рис.2.1).

Из вышеизложенного следует, что угол направления рабочих лопаток на их концах существенно влияет на рабочий процесс. Кроме того, чем больше скорость жидкости в безлопаточном пространстве, тем большую энергию имеет жидкость.

В работе [87] отмечается, что наиболее выгодной является конструкция лопатки, загнутой по направлению вращения, когда угол между средней линией и касательной к окружности рабочего колеса равен 40°. Это подтвердилось в многочисленных экспериментах различных исследователей, в том числе и автора. В настоящее время практически во всех машинах этот угол лежит в пределах 40-60°.

Существенным фактором является также организация выхо-

да жидкости из канала между лопатками. Из теории лопаточных машин известно, что жидкость из канала между лопатками выходит в направлении, перпендикулярном горловине канала (рис.4.6.). Горловина определяется как нормаль, опущенная из конца одной лопатки на спинку другой. За горловиной может произойти отрыв потока от поверхности лопатки, если кривизна этой поверхности, так называемый затылочный угол, превышает 8-10°. Наличие такого отрыва приводит к возникновению вихрей, которые сопровождаются дополнительными потерями энергии. Такое решение задачи профилирования лопаток защищается авторским свидетельством.

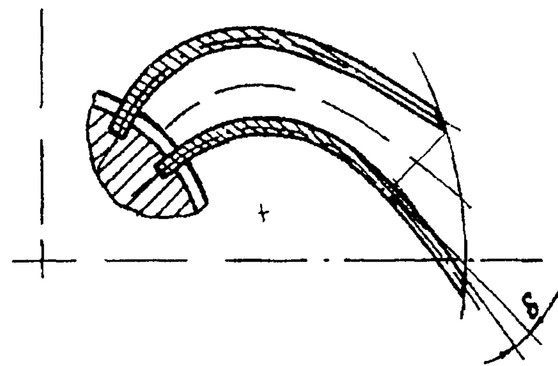


Рис.4.6. Схема движения жидкости на выходе из межлопаточного канала

Втулка рабочего колеса должна быть как можно меньше. Ее диаметр определяется размерами вала, которые, в свою очередь, рассчитываются из условий прочности и жесткости. При посадке рабочего колеса на вал со шпонкой диаметр втулки определяется по нормам общего машиностроения. Рабочее колесо может также закрепляться на валу по горячей прессовой посадке. В этом случае втулка рассчитывается на прочность из условий деформации после ее охлаждения. Так как колеса машин большой размерности насаживаются на вал по двум пояскам, то с одной стороны применяется посадка горячепрессовая, а с другой - холоднопрессовая, чтобы исключить вероятность разрыва рабочего колеса после его охлаждения (а такие случаи имели место на практике). При таком варианте посадки колеса на вал после его охлаждения происходит сдвиг колеса по пояску на стороне, где применялась холоднопрессовая посадка.

4.5. Определение коэффициента расхода

Одним из основных параметров ЖКМ является ее производительность. Как и во всех машинах объемного типа, производительность определяется разностью количеств газа в ячейке рабочего колеса после ее отсоединения от окна всасывания $G^г_{вс}$ и окна нагнетания $G^г_н$:

$$Q^г = n\left(G^г_{вс} - G^г_н\right)\frac{R^г T^г}{p^г_{вс}}\; z \; .$$

Однако в отличие от всех других машин объем газа в ячейке ЖКМ определяется не только их геометрическими размерами, но еще и параметрами жидкостного кольца. В связи с этим в работах К.Пфлейдерера [45, 46], Тетерюкова В.И. [75], Румянцева В.А.[18], Хетцеля [89], Р.Прагера [91] и др. вводятся объемные КПД $\eta_{об}$, которые должны учитывать отличие действительной производительности от теоретически возможной, определяемой объемом ячеек рабочего колеса. Причем значения объемных КПД, как, например, в работе [18], меняется в широком диапазоне от 0,4 до 0,7. В работе [2] на некоторых режимах объемный КПД падает до нуля. За счет объемного КПД можно объяснить любое несовпадение действительной производительности и предполагамой.

Кроме того, за счет заведомо малого объема ячеек (относительно большой диаметр втулки рабочего колеса, толстые лопатки и т.д.) при большом значении объемного КПД производительность ЖКМ может быть неоправданно мала.

Вообще говоря, объемный КПД удобно использовать в поршневых машинах, где очень просто определяется рабочий объем цилиндров. В ЖКМ, по-видимому, более целесообразно характеризовать объемную производительность коэффициентом расхода, введенным в работах [46] и [96].

Максимально возможный объемный расход газа через машину может быть определен по уравнению

$$Q^г_{max} = 60bD_2\frac{U_2}{2}\text{, м}^3\text{/мин,}$$

где bD_2 определяет максимально возможное сечение ячейки, а $U_2/2$ - среднюю скорость газа в этом сечении.

Коэффициент расхода определяется соотношением

$$\lambda = \frac{Q^г}{Q^г_{max}} \; . \tag{4.10}$$

Коэффициенты расхода при давлении всасывания 30 кПа для некоторых отечественных и зарубежных машин были приведены на рис.4.1; на нем видно, что у машин фирм "Siemens" и "Nash" разброс коэффициентов расхода очень мал. Наш опыт проектирования дает основание принять коэффициент расхода в качестве характерного для проведения предварительных расчетов

с величиной λ=0,5-0,55.

Для практических целей совершенно безразлично, какие коэффициенты используются в расчетах. Необходимо только, чтобы имелись достоверные данные для выбора их значения с доста точной степенью точности. В этом отношении коэффициент расхода имеет несомненные преимущества, так как дает возможность сразу определить ширину и диаметр рабочего колеса. При выбранных их значениях объемный расход определяется уравнением

$$Q^г = 15\lambda\, bdU \text{ , м}^3\text{/мин.}$$

Объем ячеек рабочего колеса находится вычитанием из объема цилиндра, описываемого рабочим колесом, объемов втулки, лопаток, бандажей и т.д. Зависимость объема ячеек рабочего колеса от глубины погружения лопаток в жидкостное кольцо для различных углов наклона образующей втулки рабочего колеса показана на рис.4.7.

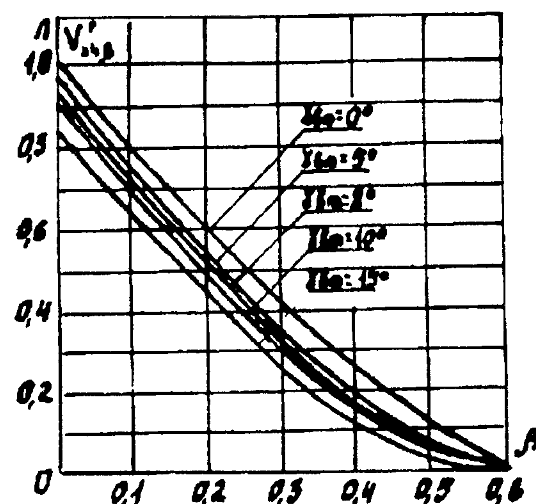


Рис.4.7: Зависимость объема ячеек рабочего колеса от глубины погружения лопаток в жидкость

Таким образом, для заданных размеров и частоты вращения рабочего колеса можно с достаточной степенью точности определить производительность ЖКМ и, наоборот, при заданной производительности оценить размеры рабочего колеса.

4.6. Определение эксцентриситета

Эксцентриситет, т.е. расстояние между осями рабочего колеса и корпуса, является одним из основных геометрических размеров, определяющим его параметры. При величине эксцентриситета, меньшей оптимальной, в конце процесса всасывания жидкость не выходит полностью из ячеек и производительность машины не достигает возможного значения. При эксцентриситете, большем оптимального, в конце процесса сжатия рабочее колесо полностью выходит из жидкости и процесс сжатия газа начинается только после того, как жидкость перекроет ячейку. Таким образом, в процессе сжатия газа принимает участие меньшее количество ячеек и при этом увеличиваются потери

в процессе сжатия, о чем говорилось при определении числа лопаток.

В работе [18] рекомендуется выбирать значение эксцентриситета в диапазоне 0,12-0,16 (разброс 25%), и ничего не говорится о способе его определения. Нахождению величины эксцентриситета специально посвящена работа [89], однако принятые при этом предпосылки (цилиндричность втулки и пр.) приводят к значительным погрешностям. Поэтому необходим более строгий подход к определению величины эксцентриситета.

Как указывалось ранее, жидкостное кольцо полностью ячейку не заполняет. Секундный расход жидкости через сечение 1-1 (см.рис.2.1) может быть рассчитан по уравнению

$$Q^ж = \frac{zn}{60}\left(V_я - V_{mn}\right) + \delta_1 b C_1 . \qquad (4.11)$$

С достаточной степенью точностью можно предположить, что этот расход жидкости проходит через любое радиальное сечение машины, в том числе и через сечение 0-0. Количество жидкости в ячейке в этом сечении определяется разностью

$$V_0^ж = V_я - V_0^г . \qquad (4.12)$$

Секундный расход жидкости в сечении 0-0 через безлопаточное пространство определяется по уравнению

$$Q_0^{жпр} = Q^ж - \frac{zn}{60} V_0^ж . \qquad (4.13)$$

Этот же расход можно найти по средней скорости жидкости

$$Q_0^ж = bC_0\left(2e + \delta\right). \qquad (4.14)$$

Уравнения (4.11), (4.13) и (4.14) дают возможность определить величину эксцентриситета :

$$e = \frac{zn}{60}\cdot\frac{1}{2bC_0}\left(V_0^г - V_{mn}\right) - \frac{\delta_1}{2}\left(1 - \frac{C_1}{C_0}\right). \qquad (4.15)$$

Как видно из полученного уравнения, величина эксцентриситета зависит от средней скорости жидкости в безлопаточном пространстве, методика расчета которой приведена в гл.2. Чем больше скорость C_0, тем меньше должен быть эксцентриситет. Поэтому применение криволинейных лопаток, загнутых по направлению вращения ротора, приводит к уменьшению экс-

центриситета. С другой стороны, при заданном эксцентриситете и известной (или заданной) величине "мертвого пространства" $V_{мп}$ объем газа в ячейке в сечении 0-0 можно найти по уравнению (4.15) :

$$V_0^г = \frac{60 \cdot 2bC_0}{zn}\left[e + \frac{\delta}{2}\left(1 - \frac{C_1}{C_0}\right)\right] + V_{mn}, \qquad (4.16)$$

а теоретическую производительность машины - по уравнению

$$Q_н^г = 60bC_0\left[2e + \delta_1\left(1 - \frac{C_1}{C_0}\right)\right] - znV_{mn}\frac{Б}{Б - В}, \text{ м}^3/\text{мин}. \qquad (4.17)$$

На величину эксцентриситета влияет множество различных факторов, в том числе и толщина лопаток. При разработке машины ВВН2-50 на опытном экземпляре рабочего колеса лопатки были сделаны вдвое толще, чем предусматривалось расчетом. В результате значительно уменьшился объем ячеек между лопатками и пришлось специально изменить эксцентриситет, чтобы уже изготовленное колесо можно было использовать и выпустить опытный образец машины хотя бы и с отклонениями от заданных параметров.

4.7. Определение угла наклона образующей втулки рабочего колеса

Цилиндрическая втулка обеспечивает больший объем ячеек рабочего колеса, что должно соответствовать большей производительности. Однако при такой втулке необходимо обеспечить высокую точность в расположении окон, иначе образуется "мертвое пространство" с относительно большим объемом $V_{мп}$, а это при высоких степенях сжатия существенно снижает производительность.

Увеличение угла наклона образующей $\gamma_{вт}$ одновременно приводит к уменьшению рабочего объема как ячейки, так и "мертвого пространства". Относительный объем "мертвого пространства" определяется уравнением

$$\overline{V}_{мп} = \frac{V_{мп}}{V_я} = \frac{V_я - V_1^ж}{V_я}.$$

Для машины ВВН-12 значения $V_{мп}$ в зависимости от расстояния в сечении 1-1 между жидкостным кольцом и втулкой S_1

при различных углах наклона образующей приведены на рис.4.8. Расстояние между жидкостным кольцом и втулкой рабочего колеса определяется на торцевых поверхностях. При этом предполагается, что жидкостное кольцо во всех сечениях вдоль оси рабочего колеса имеет одинаковую толщину.

Как видно на рисунке, наиболее интенсивное изменение объема "мертвого пространства" происходит при малых углах $\gamma_{вт}$. При больших углах наклона образующей втулки объем "мертвого пространства" очень мал и не может существенно влиять на производительность машины, а рабочий объем ячейки с ростом этого угла уменьшается. Следовательно, существует оптимальный угол наклона образующей втулки, который при прочих равных условиях (одинаковое расстояние между жидкостным кольцом и втулкой в сечении 1-1, одинаковое погружение лопаток в жидкостное кольцо в сечении 0-0 и другие) обеспечивает на заданном режиме работы максимальную производительность. Как видно из уравнения (4.17), он зависит от создаваемого вакуума (степени повышения давления) машины.

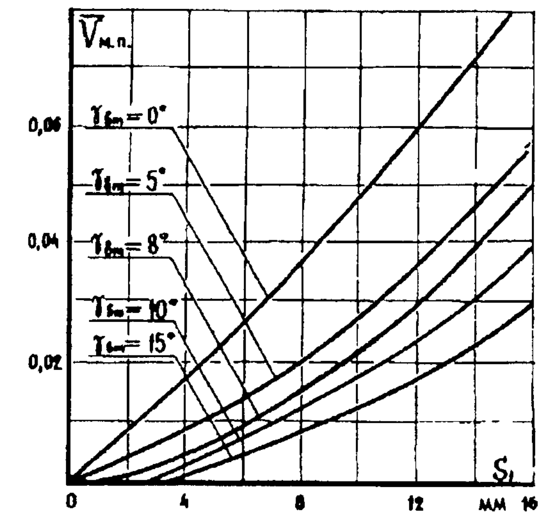


Рис.4.8. Относительный объем “мертвого пространства” машины ВВН-12

На рис.4.9 приведены зависимости производительности машины ВВН-12 от угла наклона образующей при давлениях всасывания 50, 30, 20 и 10 кПа при S_1/r_2=0,05 и a_0/r_2=0,05. Из этих зависимостей следует, что чем больше создаваемый вакуум, тем большим должен быть угол наклона образующей втулки рабочего колеса. Если машина работает при больших степенях повышения давления, то у нее обязательно должна быть коническая

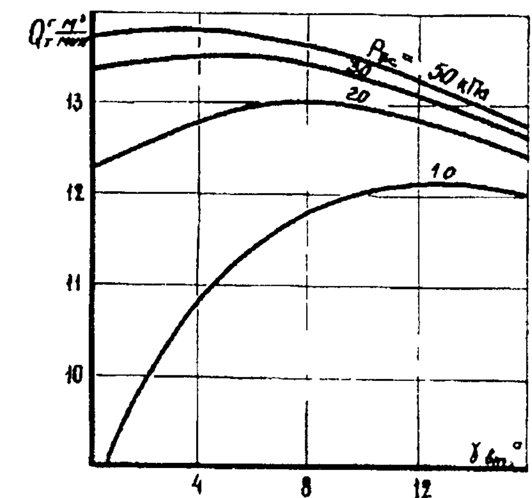


Рис.4.9. Производительность машины ВВН-12 при различных углах наклона образующей втулки рабочего колеса:

a_0/r_2=0,05; S_1/r_2=0,05

втулка рабочего колеса с углом наклона образующей не менее 7°.

Существует четкая взаимосвязь между углом наклона образующей втулки и эксцентриситетом рабочего колеса. При постоянном значении эксцентриситета изменение угла $\gamma_{вт}$ не приводит к какому-либо существенному изменению производительности (рис.4.10), что подтверждается анализом уравнения (4.17). Заданное значение эксцентриситета предопределяет постоянный расход жидкости через безлопаточное пространство в сечении 0-0. Поэтому независимо от значения угла $\gamma_{вт}$ объем газа в ячейках в этом сечении также является постоянным. Некоторое измене-ние производительности определяется влиянием перетечек газа через "мертвое пространство". Однако глубина погружения лопаток в жидкостное кольцо при этом изменяется, так как секундный расход жидкости уменьшается с ростом $\gamma_{вт}$.

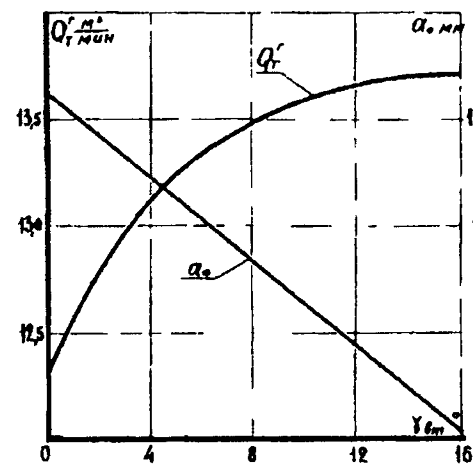


Рис.4.10. Производительность и глубина погружения лопаток рабочего колеса в жидкостное кольцо машины ВВН-12 при постоянном эксцентриситете:

S_1/r_2=0,05; e=20мм

Зависимость между эксцентриситетом и производительностью машины ВВН-12 при давлении всасывания 30 кПа для различных углов $\gamma_{вт}$ приведена на рис.4.11, здесь же нанесены зависимости от эксцентриситета глубины погружения лопаток в жидкостное кольцо. Эксцентриситет в этой машине равен 20 мм, что соответствует производительности 11,9 м^3/мин и глубине погружения лопаток 17 мм. Увеличение эксцентриситета до 21,5 мм приводит к росту производительности примерно на 1 м^3/мин.

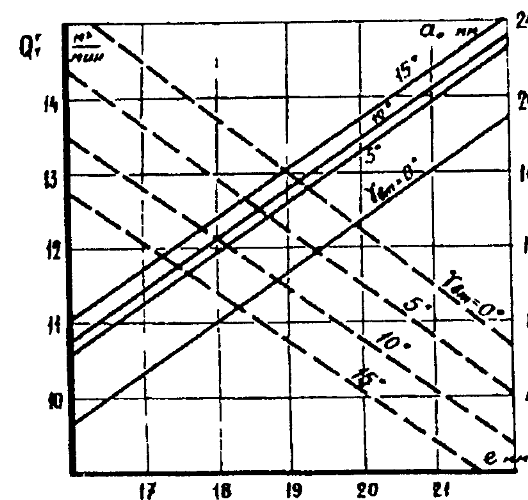


Рис.4.11. Производительность и глубина погружения лопаток рабочего колеса в жидкостное кольцо машины ВВН-12 при различном эксцентриситете и S_1/r_2=0,05:

— производительность;
- - глубина погружения

Оптимальные значения эксцентриситета и угла наклона образующей втулки рабочего колеса проверялись на экспериментальной установке, состоящей из вакуумного насоса ВВН-0,75, соединенного упругой муфтой с асинхронным электродвигателем, системы подачи воды с ротаметрами РС-5 и РС-7, U-образного манометра для измерения разрежения во всасывающем патрубке и комплекта электроизмерительных приборов КС-5 для замера потребляемой мощности. Мощность привода насоса определялась по характеристике электродвигателя, Номинальное число оборотов электродвигателя, равное 1450 об/мин, контролировалось тахометром ИО-30 и проверялось стробот ахометром. Барометрическое давление измерялось барометром-анероидом МД-42-2. Объемная производительность замерялась газовым счетчиком РГ-40 и секундомером, а также определялась по уравнению (4.28).

Зависимости производительности и удельной мощности от эксцентриситета при угле выхода лопаток 50°, угле наклона образующей втулки рабочего колеса 5° и расходе воды 3 л/мин приведены на рис.4.12, по которым определяется оптимальное значение эксцентриситета: e=13,5 мм (e/r_2=0,15), что достаточно близко совпадает с расчетным - по уравнению (4.15).

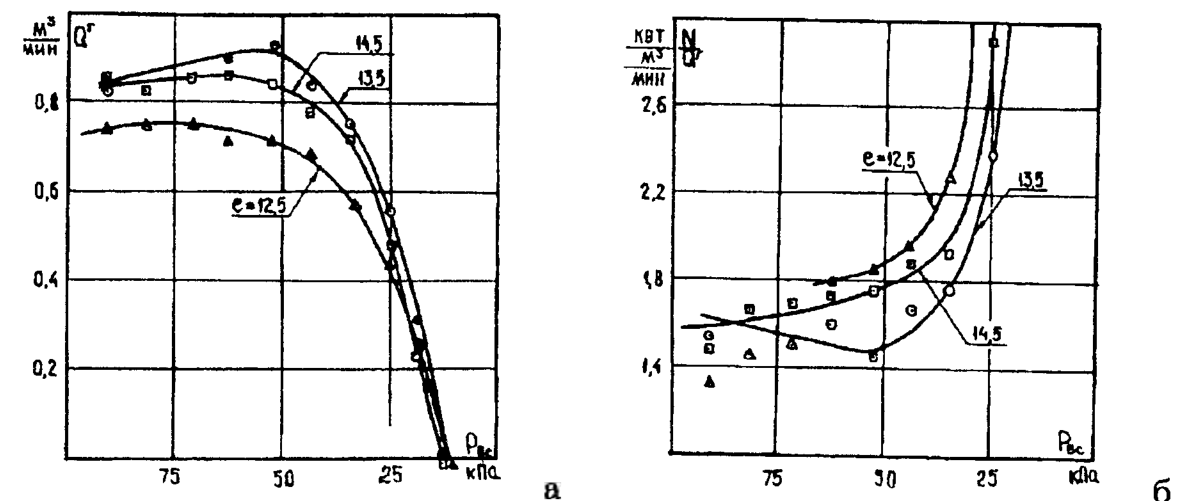


Рис.4.12. Характеристики машины ВВН-0,75 при различных эксцентриситетах:

а-производительность; б-удельная мощность.

$\beta_{л2}$=50°, $\gamma_{вт}$=5°, $Q^ж$=3л/мин

Зависимости производительности и удельной мощности от угла наклона образующей втулки рабочего колеса при угле выхода лопаток 50°, эксцентриситете 13,5 мм и расходе воды 3 л/мин приведены на рис.4.13. Оптимальным является угол $\gamma_{вт}$=5°.

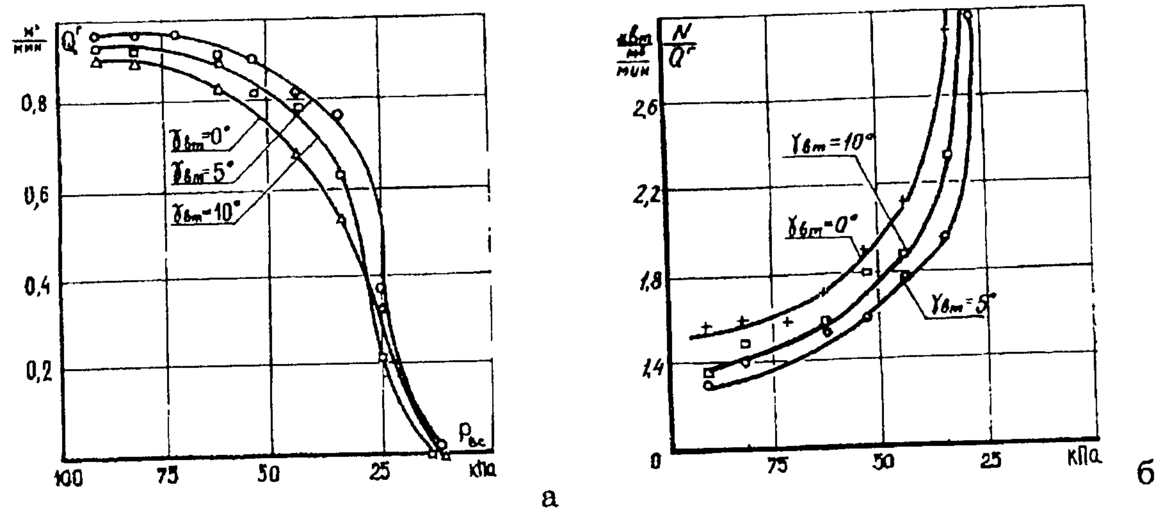


Рис.4.13.Характеристики машины ВВН-0,75 при различных углах наклона образующей втулки рабочего колеса:

а-производительность; б-удельная мощность.

$\beta_{л2}$=50°, e=13,5мм, $Q^{ж}$=3л/мин

4.8. Форма и расположение всасывающих и нагнетательных окон

Газораспределение в ЖКМ оказывает большое влияние на их параметры. В данном разделе рассматриваются только машины с осевым подводом и отводом газа. Схема расположения всасывающих и нагнетательных окон приведена на рис.4.14. Конфигурация каждого окна определяется расположением четырех кромок: входной, внешней, выходной и внутренней. Прежде чем перейти к рассмотрению каждого из этих окон необходимо сделать несколько общих замечаний.

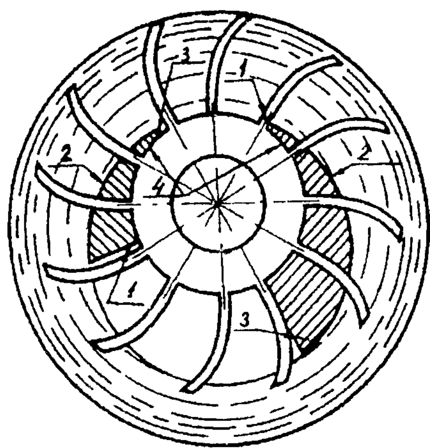


Рис.4.14. Схема расположения кромок окон жидкостнокольцевой машины:

1 - входная кромка; 2 - внешняя кромка; 3 - выходная кромка; 4 - внутренняя кромка

Входные и выходные кромки окон определяют границы между процессами в ЖКМ. Отсечение ячейки при ее движении от выходной кромки всасывающего окна определяет начало процесса сжатия, соединение ячейки с нагнетательным окном - конец процесса сжатия и начало процесса нагнетания; отсечение рабочей ячейки от нагнетательного окна определяет конец процесса нагнетания и, наконец, соединение ячейки с всасывающим окном - начало процесса всасывания. Все эти процессы задаются положением кольца жидкости.

Для радиальных лопаток положение кольца и рабочего колеса отсчитывается в одной системе координат. Но лопатки рабочего колеса загнуты вперед по направлению вращения, и положение жидкостного кольца определяется концами лопаток. Угловое расположение окон должно задаваться по концам лопаток, а не по месту крепления этих лопаток к втулке. Обычно находится угол смещения концов лопаток и под этим углом проводится ось симметрии, от которой должны рассчитываться углы расположения окон. Именно эта ось при профилировании окон во всех расчетах, о которых говорилось выше, и определяет сечения 0-0 и 1-1. При выборе положения входных и выходных кромок необходимо также учитывать толщину лопаток.

4.8. 1. Всасывающие окна

Внутренняя кромка всасывающего окна должна располагаться непосредственно по радиусу втулки рабочего колеса. Если ее расположить ближе к валу рабочего колеса, то это приведет к уменьшению гидравлического сопротивления торцевых щелей и росту перетечек, а если выше втулки - к росту скорости втекающего газа и увеличению потерь давления в процессе всасывания.

Внешняя кромка располагается на некотором расстоянии от поверхности жидкостного кольца, равном (0,01-0,02)r_2, для предотвращения выброса рабочей жидкости во всасывающий патрубок. Для определения положения внешней кромки всасывающего окна можно воспользоваться результатами расчета движения жидкости или экспериментально полученными значениями средних скоростей жидкости в пространстве между рабочим колесом и корпусом машины.

Секундный расход жидкости в машине $Q^{ж}$ находится по уравнению (4.11). Предполагается, что такой расход проходит через любое сечение машины. Расстояние между рабочим колесом и корпусом в произвольном сечении определяется уравнением

$$\delta_\alpha = R - \sqrt{r_2^2 + e^2 - 2er_2 \cos\alpha}\,. \qquad (4.18)$$

Секундный расход жидкости, проходящей в рабочем колесе через это сечение, рассчитывается следующим образом:

$$Q^{ж}_{p\alpha} = Q^{ж} - \delta_\alpha b C_\alpha\,. \qquad (4.19)$$

Объем газа в ячейке рабочего колеса в том же произвольном сечении находится по уравнению

$$V^{г}_{p\alpha} = V_{я} - \frac{Q^{ж}_{p\alpha} \cdot 60}{zn} \qquad (4.20)$$

и по его значению определяется на графике относительная глубина погружения лопатки в жидкость β_α, характеризующая границу жидкостного кольца. Для насоса ВВН-12 β_α представлена на рис.4.15.

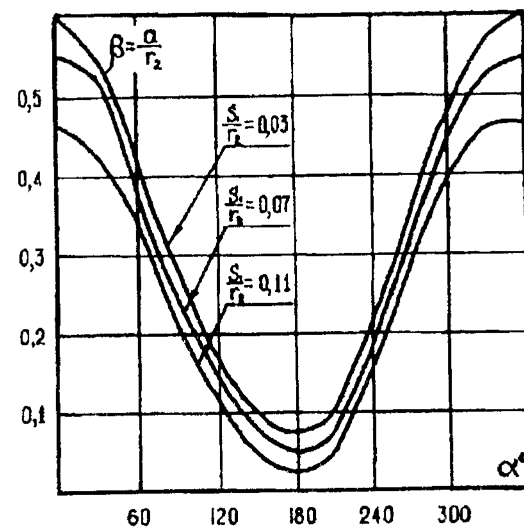


Рис.4.15. Граница жидкостного кольца машины ВВН-12 при давлении всасывания 30 кПа. e=20 мм

Входная кромка всасывающего окна располагается на расстоянии не менее одной ячейки от сечения 1-1, т.е. $2\pi/z$, и округляется радиусом. Давление газа в ячейке при достижении им входной кромки всасывающего окна в идеальном случае должно быть равно давлению всасывания.

Скорость натекания газа в ячейку ~~определяется по~~ уравнению (3.48). Из рис.3.27 и 3.28 видно , что эта скорость неравномерна; при сообщении ячейки со всасывающим патрубком скорость газа максимальна, затем она резко падает. Отсюда следует вывод, что не нужно стремиться раскрывать всасывающее окно в конце процесса всасывания. Кроме того, выходную кромку целесообразно располагать на большем, чем π/z, расстоянии ~~от сечения~~ 0-0, так как в конце процесса всасывания может происходить вытекание газа из ячейки, несмотря на увеличение ее объема.

В разд.3.4 показано, что в процессе всасывания в ячейке происходит не только натекание газа через всасывающие окна, но и процесс испарения рабочей жидкости. В конце процесса всасывания прирост количества паров рабочей жидкости может превышать увеличение объема ячейки и при этом будет происходить вытекание газа из ячейки.

4.8. 2. Нагнетательные окна

Внутренняя кромка нагнетательного окна так же, как и всасывающего, располагается непосредственно по радиусу втулки

рабочего колеса. Если она находится на большем радиусе, то при достижении ее жидкостным кольцом в ячейке отсекается часть газа, которая затем переносится в полость всасывания. Неправильное расположение внутренней кромки может привести к некоторому ухудшению параметров машины.

Внешняя кромка нагнетательного окна определяет толщину жидкостного кольца. Влияние положения этой кромки на рабочий процесс машины достаточно подробно рассмотрено в разд. 3.4.

Положение входной кромки нагнетательного окна влияет не только на затрачиваемую мощность, но и на производительность машины. Она должна быть расположена таким образом, чтобы при сообщении ячейки с нагнетательным окном давление в ней было равно давлению нагнетания. Расположение выходной кромки нагнетательного окна должно обеспечивать минимальные перетечки газа через "мертвое пространство".

Для определения оптимального положения кромок всасывающих и нагнетательных окон автором были проведены эксперименты на машинах ВВН-3 [13] и ВВН-0,75 [32]. При испытаниях на вакуумном насосе ВВН-3 использовалась установка, описанная в разд.2.5.1. Чтобы обеспечить изменения формы окон, к лобовине впотай крепились винтами стальные пластины толщиной 3 мм, в которых вырезались окна требуемой геометрии. На ВВН-3 были проведены испытания при положениях входной кромки , соответствующих давлениям всасывания 10, 20, 30, 50, 70 и 90 кПа. При этих исследованиях положения внешней и выходной кромок нагнетательного окна не менялись, т.е. они были расположены так же, как и в серийной машине.

Изменение производительности и удельной мощности в зависимости от угла расположения входной кромки при расходе воды 8 л/мин показано на рис. 4.16. Угловая координата $\alpha^{0}_{вх}$

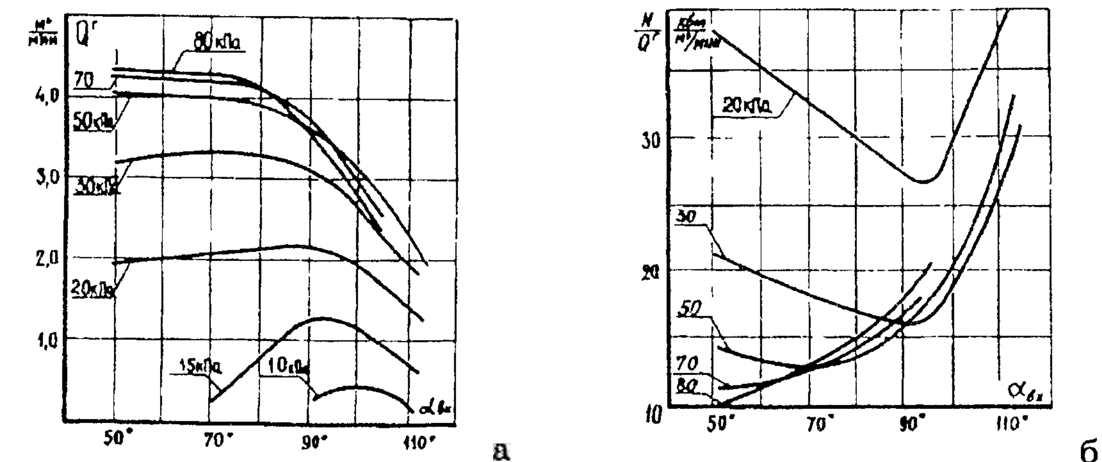


Рис.4. 16. Характеристики машины ВВН-3 при расходе воды 8л/мин: а-производительность; б-удельная мощность

отсчитывается от нулевого сечения. При давлениях всасывания 70, 50 и 30 кПа положение входной кромки существенно влияет на производительность, что подтверждает изложенное выше физическое обоснование такого изменения.

Положение входной кромки влияет и на величину предельного вакуума. Эта зависимость при расходе воды 15 л/мин приведена на рис.4.17. Снижение предельного вакуума связано с ростом перетечек газа через торцевые зазоры из-за увеличения длины внутренней кромки окна.

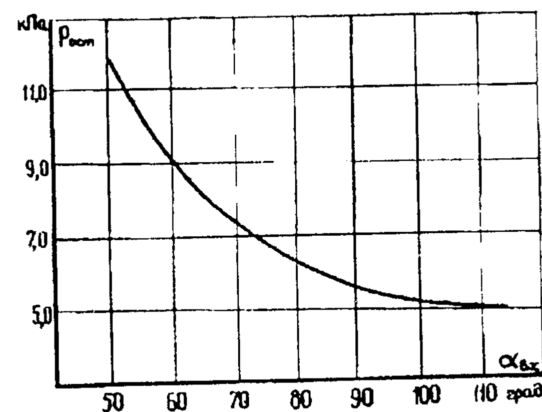


Рис.4.17. Зависимость предельного вакуума машины ВВН-3 от положения входной кромки нагнетательного окна

На рис.4.18 показана схема расположения всасывающих и нагнетательных окон, исследованная на вакуумном насосе ВВН-0,75. Одновременно проверялось влияние положения входной кромки нагнетательного окна на параметры машины (рис.4.19а). Как видно из рисунка, здесь оптимальным является угол входной кромки $\alpha_{вх}$=77°.

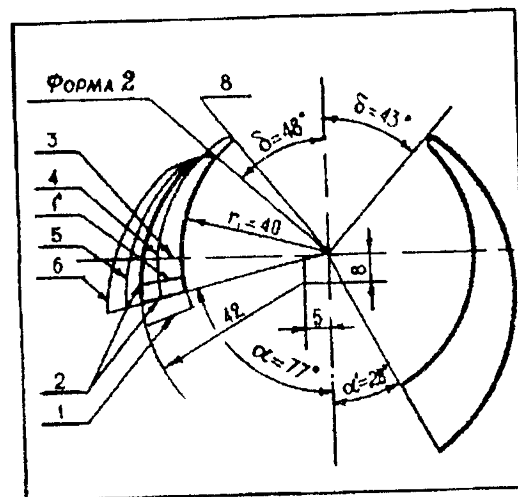
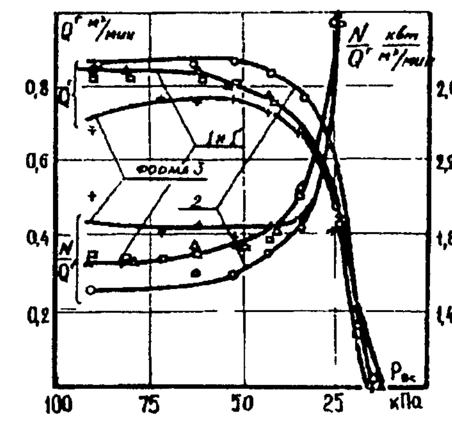


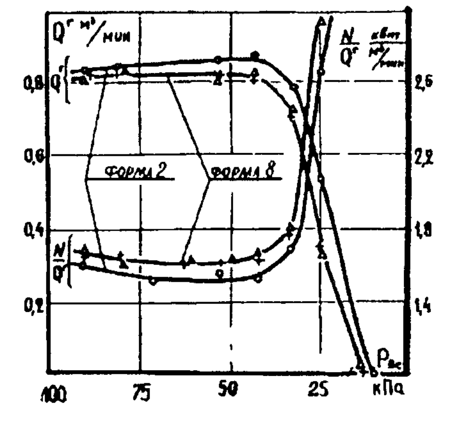
Рис.4.18. Схема расположения всасывающих и нагнетательных окон в машине ВВН-0,75

Исследование влияния положения внешней кромки окна на параметры машины показало, что здесь также имеется оптимум. Результаты испытаний, проведенных при расходе воды 4 л/мин, угле выхода лопаток 50°, угле наклона образующей втулки рабочего колеса 5° и эксцентриситете 13,5 мм, представлены на рис.4.20. Сужение окна приводит к неустойчивой работе машины и неудовлетворительным параметрам, при большом раскрытии окна параметры машины также ухудшаются.

Влияние положения выходной кромки нагнетательного окна на параметры машины, выявленное в ходе исследований, показано на рис.4.19б, где явно видно, что оптимальной является форма 2.



а

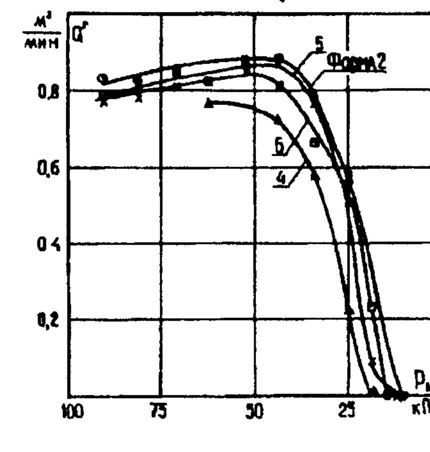


б

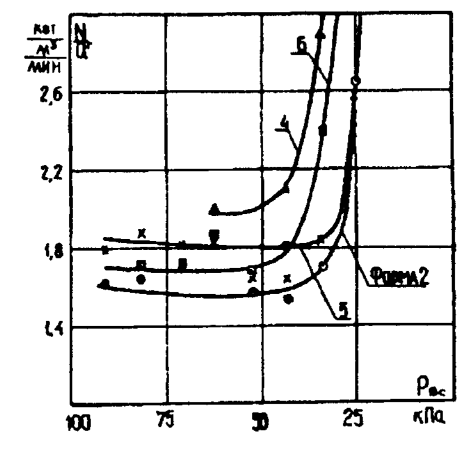
Рис.4.19. Параметры машины ВВН-0,75 при различной форме нагнетательного окна (см.рис.4.18):

а-форма 1',2',3; б-форма 2,8.

e=13.5; $\beta_{л2}$=50°; $\gamma_{вт}$=5°; $Q^{ж}$=3 л/мин



а



б

Рис.4.20. Характеристики машины ВВН-0,75 при различной форме (2,4,5,6) нагнетательного окна (см.рис.4.18):

а-удельная мощность; б-производительность

Необходимо остановиться на форме и расположении нагнетательных окон в машинах с радиальным подводом и отводом газа. Количество отводимой рабочей жидкости через нагнетательное окно должно быть равно подводимому, иначе кольцо просто станет тоньше и будет перекрывать нагнетательное окно не по всей длине. При этом образуется "мертвое пространство", через которое газ перетекает во всасывающую полость. Форма же нагнетательного окна должна способствовать заполнению всей ячейки рабочей жидкостью в конце процесса сжатия, а для этого необходимо уменьшить расход рабочей жидкости, т.е. заставить ее вытеснить газ из ячейки. Этим условиям отвечает предложенная автором форма нагнетательного окна (рис. 4.21) [107].

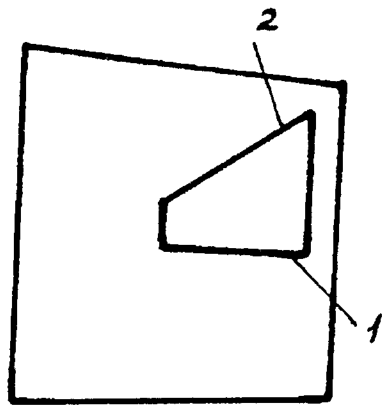


Рис.4.21. Схема нагнетательного окна в газораспределительных конусах ЖКМ с радиальным газораспределением:

1 - входная кромка:
2 - выходная кромка

ЖВН предназначены для работы в широком диапазоне давлений всасывания. В машинах, рассчитанных на глубокий вакуум, на переходных режимах давление в ячейках рабочего колеса значительно превышает давление нагнетания. При соединении ячейки с окном нагнетания давление в них резко снижается, что приводит к такому же резкому увеличению скорости жидкости в безлопаточном пространстве. Эти процессы в конечном счете приводят к снижению производительности на этих переходных режимах.

Во избежание подобного снижения производительности перед нагнетательным окном устанавливаются клапаны - отверстия в торцевой стенке, которые с обратной стороны закрываются либо подпружиненными шариками, как у машин фирмы "Siemens", либо упругим материалом (например, резиновыми лепестками). Когда давление в ячейке становится больше давления нагнетания, клапаны открываются и перепускают часть сжатого газа в нагнетательную полость. Размер и число отверстий определяются из условий протекания через них газа на переходных режимах. Так, при давлении всасывания 80 кПа могут быть открыты все клапаны, при давлении всасывания 60 кПа нижние клапаны будут закрыты, а остальные - открыты и т.д.

Пластинчатые клапаны требуют проверки на прочность. Так, на машине ВВН-300 были сделаны отверстия диаметром 40 мм и под давлением газа резину через эти отверстия продавило, что привело к резкому падению производительности. В дальнейшем размер этих отверстий был уменьшен, а их число увеличено.

4.9. Определение потребляемой мощности

Вся мощность, потребляемая жидкостнокольцевой машиной, идет на привод рабочего колеса и может быть разложена на составляющие

$$N = N_г + N_{тр} + N_{мех}, \qquad (4.21)$$

где $N_г$ - мощность, необходимая для преодоления гидродинамических сил жидкости; $N_{тр}$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения по торцевым поверхностям рабочего колеса; $N_{мех}$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в уплотнениях в подшипниках.

Момент гидродинамических сил жидкости определяется так же, как во всех турбомашинах, - по второму уравнению Эйлера. Для его определения вокруг рабочего колеса проводится контрольная поверхность , состоящая из цилиндра, концентричного его наружной поверхности и примыкающего к ней, и двух плоскостей, совпадающих с торцами рабочего колеса (рис.4.22). При расчете не учитываются моменты, приложенные к газу и к жидкости, подводимой на подпитку жидкостного кольца. Оценки показали, что величина этих моментов в обычных условиях не превышает 1% от потребляемой мощности. Они могут быть учтены отдельно, исходя из расхода газа и жидкости, а также места их подвода к вращающемуся рабочему колесу и выхода из него. Поэтому при проведении расчета рассматривается движение жидкости только через цилиндрическую поверхность.

Рис.4.22. Схема контрольной поверхности рабочего колеса при определении мощности ЖКМ

На стороне сжатия и нагнетания жидкость входит во вращающееся рабочее колесо, а на стороне всасывания выходит из него. Таким образом, как бы имеется поток жидкости, проходящей с переменной скоростью через вращающееся рабочее колесо. Момент количества движения относительно оси вращения определяется уравнением

$$M_{k\,дв} = \int_0^{2\pi} C^{ж}_{2k} \cdot r_2 \cdot \cos\beta \cdot dm_{c\,ек} = \int_0^{2\pi} C^{ж}_{2ka} \cdot r_2 \cdot dm_{c\,ек}, \qquad (4.22)$$

где $C^{ж}_{2k}$ - скорость жидкости на контрольной поверхности;

β - угол между направлением скорости и касательной к кон-

трольной поверхности; $m_{сек}$ - секундный расход жидкости через контрольную поверхность.

Для вычисления интеграла из уравнения (4.22) необходимо его заменить приближенно суммой так, как это делалось ранее при вычислении уравнения (2.38)

Элементарное перемещение рабочего колеса на угол $\Delta\alpha_i$ (шаг счета на ЭВМ) происходит за время $\Delta t_i = \Delta\alpha_i/\omega$. При этом сектор ABCDEF (см.рис.2.2) перемещается от (i-1)-го до i-го сечения. Изменение количества жидкости в межлопаточном сечении определяется уравнением

$$\Delta m_{ki} = \rho \cdot \left(V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i-1} - V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i}\right). \tag{4.23}$$

Так как рабочее колесо имеет z ячеек, то момент количества движения по всей контрольной поверхности за отрезок времени Δt_i можно представить суммой, распространяющейся на положения сектора ,которые совпадают в данный момент времени со всеми межлопаточными каналами рабочего колеса:

$$\Delta M_{k.\text{дв}.} = \sum_{l=1}^{z} \rho \cdot r_2 \left[\left(V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i-1} - V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i}\right) \cdot C^{\text{ж}}_{2k\alpha}\right]_l . \tag{4.24}$$

Таких положений рабочего колеса может быть $\dfrac{2\pi}{z \cdot \Delta\alpha_i}$. При

$\Delta\alpha_i = 5^\circ$ и $z = 12$, $\dfrac{2\pi}{z \cdot \Delta\alpha_i} = 6$.

Средний момент количества движения выражается уравнением

$$\left(\Delta M_{k.\text{дв}.}\right)_{cp} = \frac{z \cdot \Delta\alpha_i}{2\pi} \sum_{j}^{\frac{2\pi}{z\cdot\Delta\alpha_i}} \left\{ \sum_{l=1}^{z} \rho \cdot r_2 \left[\left(V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i-1} - V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i}\right) \cdot C^{\text{ж}}_{2k\alpha}\right]_l \right\}_j . \tag{4.25}$$

Для получения секундного момента количества движения выражение уравнения (4.25) необходимо разделить на Δt_i. После некоторых преобразований последнее уравнение будет иметь вид:

$$M_{\text{вс}} = M_{k.\text{дв}} = \rho \cdot \omega \cdot r_2 \frac{z}{2\pi} \left[\sum_{j}^{\frac{2\pi}{\Delta\alpha_i}} \left(V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i-1} - V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i}\right) \cdot C^{\text{ж}}_{2k\alpha_i} \right]_j . \tag{4.26}$$

На стороне всасывания жидкость выходит из ячейки в безлопаточное пространство, и скорость пересечения жидкостью контрольной поверхности равна скорости жидкости на выходе из рабочего колеса $C^{\text{ж}}_{2k\alpha_i} = C_{2\alpha_i}$. Как известно, при этом $M_{к\ дв} > 0$.

На стороне сжатия и нагнетания жидкость входит в ячейку, и скорость пересечения ею контрольной поверхности $C^{\text{ж}}_{2k\alpha_i} = C_{2i} \cdot \cos\eta_i$. При этом $M_{к\ дв} < 0$.

Мощность, передаваемая движущейся жидкостью при вращении рабочего колеса, рассчитывается по уравнению

$$N_Г = M_{\text{вс}} \cdot \omega = \rho \cdot \omega^2 \cdot r_2 \frac{z}{2\pi} \left[\sum_{i}^{\frac{2\pi}{\Delta\alpha_i}} \left(V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i-1} - V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i}\right) \cdot C_{2i} \cdot \cos\eta_i + \right. \\ \left. + \sum_{i=\frac{\pi}{\Delta\alpha_i}+1}^{\frac{2\pi}{\Delta\alpha_i}} \left(V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i-1} - V^{\text{ж}}_{\text{я}\,i}\right) \cdot C_{2\alpha_i} \right]. \tag{4.27}$$

Скорость жидкости определяется в разд.2.4.3, а объем жидкости в межлопаточных каналах - в разд. 2.4.4. В уравнении (2.59) при расчете скорости $C_{2\alpha}$ введен коэффициент ψ, учитывающий конечное число лопаток и принятый предварительно равным единице. Сравнение расчетной мощности с полученной экспериментально дало возможность уточнить значение этого коэффициента: $\psi = 0{,}91$.

Мощность трения по торцам рабочего колеса определяется по методике расчета дисковых потерь и может быть найдена общепринятыми методами , как и мощность, которая идет на преодоление сил трения в сальниках и подшипниках.

Насколько нам известно, приведенная методика является единственной, которая позволяет определить потребляемую мощность ЖКМ на любом режиме ее работы.

4.10. Определение сил, действующих на рабочее колесо

Расчет на прочность жидкостнокольцевых машин в известной нам литературе не рассматривается. Для проведения такого расчета необходимо определить силы, действующие на отдельные элементы проточной части. Наиболее существенными являются силы, действующие на рабочее колесо машины. Рабочее колесо ЖКМ так же, как и у центробежного насоса, по цилиндрической поверхности со всех сторон окружено движущейся жидкостью. Однако в центробежном насосе радиальные нагрузки на рабочее колесо симметричны, тогда как в ЖКМ такой симметрии нет.

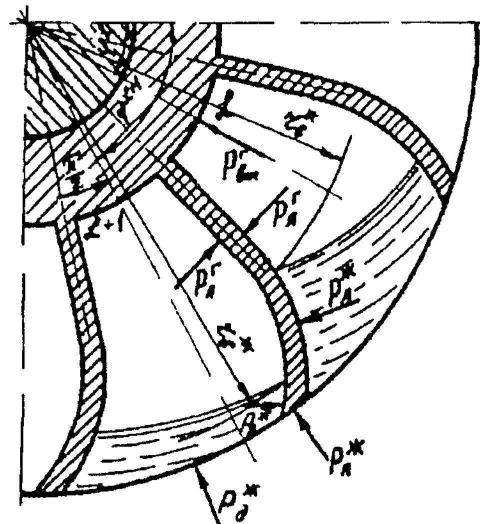
Перепад давлений на поверхности рабочего колеса создает силы, воспринимаемые валом и его подшипниками. Равнодействующая этих сил может быть найдена как интеграл сил давления, приходящихся на рабочее колесо машины. Для ее определения необходимо использовать результаты расчетов по уравнениям (2.33) и (2.36). Они дают возможность определить давление в любой точке межлопаточного канала, в том числе и на поверхности лопаток.

Сила давления газа на втулку рабочего колеса в каждой ячейке при данном положении сектора (рис.4.23) определяется уравнением

$$P_{\text{вт}}^{г} = \left(\tfrac{2\pi}{z} r_{\text{вт}}^{ср} - \delta_{л}\right)\left(b - \delta_{д}\right)p^{г}. \qquad (4.28)$$

Проекции этой силы на оси координат равны

$$\left(P_{\text{вт}}^{г}\right)_x = p^{г}\left(\tfrac{2\pi}{z} r_{\text{вт}}^{ср} - \delta_{л}\right)\left(b - \delta_{д}\right)\cdot \sin\varphi;$$
$$\left(P_{\text{вт}}^{г}\right)_y = p^{г}\left(\tfrac{2\pi}{z} r_{\text{вт}}^{ср} - \delta_{л}\right)\left(b - \delta_{д}\right)\cdot \cos\varphi \qquad (4.29)$$



Силы давления газа на лопатку приложены с обеих ее сторон и характеризуются уровнем погружения лопатки в жидкость, который с каждой стороны лопатки определяется формой поверхности жидкости в соответствующей ячейке

Рис.4.23. Схема действия сил на элементы рабочего колеса ЖКМ

$$\left(P_{\text{вт}}^{г}\right)_x = \left\{\left[\int_{r_{\text{вт}}^{ср}}^{r_{в}^{ж}} p^{г}\cos\left(\varphi + \frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_{л}\right)dr\right]^{L} - \left[\int_{r_{\text{вт}}^{ср}}^{r_{в}^{ж}} p^{г}\cos\left(\varphi - \frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_{л}\right)dr\right]^{L+1}\right\}_x \left(b - \delta_{д}\right); \qquad (4.30)$$

$$\left(P_{\text{вт}}^{г}\right)_y = \left\{\left[\int_{r_{\text{вт}}^{ср}}^{r_{в}^{ж}} p^{г}\sin\left(\varphi + \frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_{л}\right)dr\right]^{L} - \left[\int_{r_{\text{вт}}^{ср}}^{r_{в}^{ж}} p^{г}\sin\left(\varphi - \frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_{л}\right)dr\right]^{L+1}\right\}_y \left(b - \delta_{д}\right).$$

Силы давления жидкости на лопатку рабочего колеса находятся по уравнениям, аналогичным (4.30). Однако вместо давления газа в них необходимо подставить давление жидкости, которое переменно вдоль лопатки, а также учесть силу, приложенную к торцу лопатки. Так как распределение давления в жидкости с каждой стороны лопатки различно, необходимо брать среднее между давлением у передней границы данного сектора и у задней границы сектора, следующего за ним. Получим систему уравнений:

$$\left(P_{л}^{ж}\right)_x = \left\{\left[\int_{r_{в}^{ж}}^{r_2} p_{л}^{ж}\cos\left(\varphi + \frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_{л}\right)dr\right]^{L} - \left[\int_{r_{в}^{ж}}^{r_2} p^{ж}\cos\left(\varphi - \frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_{л}\right)dr\right]^{L+1}\right\}_x \cdot$$
$$\cdot\left(b - \delta_{д}\right) - \frac{p_{п}^{L} + p_{з}^{L+1}}{2}\cdot\frac{\delta_{л}}{\cos\beta_{л2}}\cdot\sin\varphi\cdot\left(b - \delta_{д}\right);$$

$$\left(P_л^ж\right)_y = \left\{\left[\int\limits_{r_в^ж}^{r_2} p_л^ж \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_л\right) dr\right]^L - \right.$$

$$\left. - \left[\int\limits_{r_в^ж}^{r_2} p^ж \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_л\right) dr\right]^{L+1}\right\}_y \cdot \qquad (4.31)$$

$$\cdot \left(b - \delta_д\right) - \frac{p_л^L + p_з^{L+1}}{2} \cdot \frac{\delta_л}{\cos\beta_{л2}} \cdot \cos\varphi \cdot \left(b - \delta_д\right).$$

Сила действия жидкости на диск может быть найдена по давлению жидкости на наружной поверхности ячейки:

$$\left(P_д^ж\right)_x = \int\limits_{\varphi - \frac{\pi}{z}}^{\varphi + \frac{\pi}{z}} p_2^ж r_2 \delta_д \sin\varphi \cdot d\varphi;$$

$$\left(P_д^ж\right)_y = \int\limits_{\varphi - \frac{\pi}{z}}^{\varphi + \frac{\pi}{z}} p_2^ж r_2 \delta_д \cos\varphi \cdot d\varphi. \qquad (4.32)$$

По уравнениям (4.29)-(4.32) определяются составляющие сил, действующих на одну ячейку рабочего колеса и лопатку, расположенную перед этой ячейкой. Для определения равнодействующей всех сил, приложенных к рабочему колесу, необходимо определить их в z положениях сектора (с шагом $2\pi/z$ по углу поворота) и сложить:

$$P_x = \sum_{n=1}^{z}\left[\left(p_{вт}^г\right)_x + \left(p_л^г\right)_x + \left(p_л^ж\right)_x + \left(p_д^ж\right)_x\right]_n$$

$$P_y = \sum_{n=1}^{z}\left[\left(p_{вт}^г\right)_y + \left(p_л^г\right)_y + \left(p_л^ж\right)_y + \left(p_д^ж\right)_y\right]_n . \qquad (4.33)$$

Величина равнодействующей и ее направление определяются уравнениями

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}\,; \qquad (4.34)$$

$$\varphi_D = \arctan\frac{P_y}{P_x} + \frac{\pi}{2}. \qquad (4.35)$$

По изложенной методике были произведены расчеты усилий для двух положений рабочего колеса, смещенных друг относительно друга на угол π/z на компрессорном и вакуумном режимах работы машин ХЖК-10 и ВВН-25А. В результате выяснилось, что при изменении положения рабочего колеса на угол π/z величина равнодействующей меняется на 10%, а при смене режима работы меняется еще и ее направление. Последнее объясняется значительной разницей в степени повышения давления на выбранных для прочностных расчетов режимах.

В том случае, когда необходимо оценить нагружающие вал силы без проведения гидродинамического расчета, можно воспользоваться приближенным расчетом. Схема действующих сил такого расчета приведена на рис. 4.24.

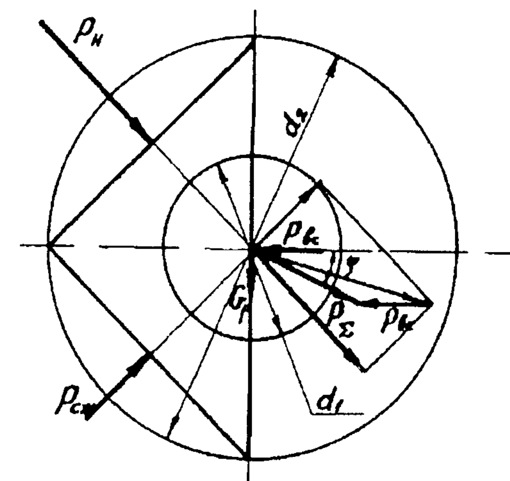


Рис.4.24. Схема действия сил на рабочее колесо в приближенном расчете

Со стороны всасывания к рабочему колесу приложено давление всасывания, со стороны нагнетания - давление нагнетания и со стороны сжатия - среднее давление между ними:

$$P_{вс} = p_{вс} \cdot d_2 \cdot b\,; \qquad (4.36)$$

$$P_н = p_н \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot d_2 \cdot b\,; \qquad (4.37)$$

$$P_{с\,ж} = \frac{p_н + p_{вс}}{2} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot d_2 \cdot b\,. \qquad (4.38)$$

Суммы проекций этих сил на осях x и y определяются уравнениями

$$P_x = (P_н - P_{с\,ж}) \cdot \cos 45^\circ - P_{вс},$$
$$P_y = (-P_н + P_{с\,ж}) \cdot \cos 45^\circ - G_p. \quad (4.39)$$

Величина и направление равнодействующей силы могут быть получены по уравнениям (4.34) и (4.35).

По сравнению с вышеизложенным этот метод дает заниженные (примерно на 10%) результаты. Расчет вала производится по общепринятым методикам. Определение действующих сил для жидкостнокольцевого компрессора ХЖК-10 позволило выявить причину массовых поломок валов при его эксплуатации и разработать мероприятия по устранению этого дефекта, которые были внедрены в производство и привели к прекращению поломок.

В настоящее время по этой методике определяются силы, приложенные к валу, на всех проектируемых машинах.

4.11. Физическое подобие процессов в жидкостнокольцевых машинах

Разработка любого класса машин рано или поздно приводит к необходимости применения теории подобия, чтобы иметь возможность использования имеющегося уже опыта для создания новых машин, приведения полученных при испытаниях машин результатов к стандартным атмосферным условиям и т.д. В этом ряду особо стоит вопрос о разработке жидкостнокольцевых компрессорных машин. Насколько нам известно, основные принципы теории подобия при проектировании ЖКМ не использовались.

ЖВН и ЖК физически являются различными машинами и для обеспечения подобия протекающих в них процессов необходимо иметь геометрическое подобие машин, т.е. у них должно быть одинаковое количество рабочих лопаток, одинаковое расположение всасывающих и нагнетательных окон, одинаковый относительный эксцентриситет и т.д.

Как неоднократно указывалось ранее, в ЖКМ имеются два рабочих тела - жидкость и газ, которые подчиняются разным закономерностям. Процессы, происходящие в жидкости, в основном описываются критериями подобия Фруда Fr, Эйлера $Эu$, Рейнольдса Re. Критерием Фруда можно пренебречь, так как силы тяжести в ЖКМ не учитываются из-за их малости по сравнению с другими силами. По критерию Рейнольдса ЖКМ, как правило, находится в зоне автомодельности. Таким образом, определяющим остается один критерий Эйлера:

$$Эu = \frac{\Delta p}{\rho U^2},$$

где Δp - разница давлений между нагнетанием и всасыванием, ρ - плотность рабочей жидкости, U - скорость рабочей жидкости.

Процессы , происходящие в газе, описываются критериями Маха Ma, Рейнольдса Re и некоторыми другими. К ним надо добавить степень повышения давления $\pi_k = p_2/p_1$. В процессе сжатия газа, который является основным процессом в ЖКМ, скорости в ячейке рабочего колеса пренебрежимо малы и определяющим критерием является π_k. Именно степень повышения давления характеризует количество жидкости в ячейках рабочего колеса перед открытием нагнетательных окон. Таким образом, необходимым условием подобия процессов в ЖВН и ЖК, кроме геометрического подобия, является равенство в них критерия Эйлера $Эu$ и степени повышения давления π_k.

В обычных условиях в ЖК давление всасывания постоянно и равно атмосферному, условно $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па. Перепад давлений в ЖК $\Delta p_{жк} = p_2 - p_1 = (\pi_k - 1) \cdot 10^5$ Па. В ЖВН постоянным и также равным атмосферному является давление нагнетания, условно $p_2 = 1 \cdot 10^5$Па. Давление всасывания в ЖВН $p_1 = 1/\pi_k \cdot 10^5$Па.

Перепад давлений в ЖВН

$$\Delta p_{жвн} = p_2 - p_1 = \left(1 - \frac{1}{\pi_k}\right) \cdot 10^5 = \frac{\pi_k - 1}{\pi_k} \cdot 10^5, \text{ Па.}$$

Отношение перепадов давлений у ЖК и ЖВН определяется соотношением

$$\frac{\Delta p_{жк}}{\Delta p_{жвн}} = \frac{\pi_k - 1}{(\pi_k - 1)/\pi_k} = \pi_k.$$

Чтобы обеспечить равенство критерия Эйлера у ЖК и ЖВН, необходимо выполнить следующее условие:

$$\frac{(\rho U^2)_{жк}}{(\rho U^2)_{жвн}} = \frac{\Delta p_{жк}}{\Delta p_{жвн}} = \pi_k.$$

Следовательно, для подобия процессов в ЖК и ЖВН (при одинаковых рабочих жидкостях) необходимо, чтобы соблюдалось условие

$$U_{жк} = U_{жвн}\sqrt{\pi_k}$$

Итак, ЖВН и ЖК являются подобными, если они обладают геометрическим подобием, имеют одинаковые степени повышения давления, а окружные скорости у них соотносятся как $\sqrt{\pi_k}$. При переходе к другим рабочим жидкостям для сохранения условий подобия необходимо изменять окружную скорость. Так, в компрессорах для сжатия хлора в качестве рабочей жидкости применяется высококонцентрированная серная кислота. Для сохранения условий подобия по критерию Эйлера необходимо соответственно изменить окружную скорость.

При одинаковых перепадах давлений Δp в обычном и хлорном компрессорах

$$\frac{\left(\rho U^2\right)_{H_2SO_4}}{\left(\rho U^2\right)_{H_2O}} = 1 \ .$$

Отсюда

$$U_{H_2SO_4} = U_{H_2O}\sqrt{\frac{\rho_{H_2O}}{\rho_{H_2SO_4}}} \ .$$

Очевидно, что применение серной кислоты в качестве рабочей жидкости приводит к соответствующему уменьшению окружной скорости.

При любом переходе от одной рабочей жидкости к другой необходим соответствующий анализ процессов в машине.

Таким образом, изложенные в этой главе материалы позволяют выбрать конструктивную схему ЖКМ, определить окружную скорость рабочего колеса, определить геометрические размеры проточной части и произвести расчет на прочность основных элементов машины.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫЕ МАШИНЫ С ПРЕДВКЛЮЧЕННЫМИ ВОЗДУШНЫМИ ЭЖЕКТОРАМИ

5.1. Общие сведения о предвключенных эжекторах

Жидкостнокольцевые вакуумные насосы создают относительно низкий вакуум, что ограничивает их применение. Достижимый в них вакуум определяется давлением насыщенных паров. Если температура воды в жидкостном кольце равна 15°С, то при давлении 1,7 кПа она закипает и производительность ЖВН падает до нуля. На практике за счет перетечек, потерь и т.п. предельно достижимое давление несколько больше. Для снижения давления всасывания при сохранении приемлемой рабочей производительности перед ЖВН устанавливаются газовые (обычно воздушные) эжекторы. Впервые ЖВН с предвключенным воздушным эжектором (воздушной приставкой) был разработан фирмой "Siemens" (патент № 968232).

Эжектор (рис.5.1) является струйным аппаратом, в котором сжатие откачиваемого газа осуществляется за счет энергии рабочего газа. Эжектор переходной камерой *ПК* соединяется с откачиваемым объемом. Специально спрофилированное сопло Лаваля рабочего газа сообщается с атмосферой или выхлопным каналом ЖВН, в котором давление чуть выше атмосферного за счет потерь навыталкивание газов. Сужающееся сопло *ПС* откачиваемого газа конической или криволинейной формы соединено с откачиваемым объемом. В камере смешения *КС* происходит выравнивание скоростей и давлений обоих потоков.

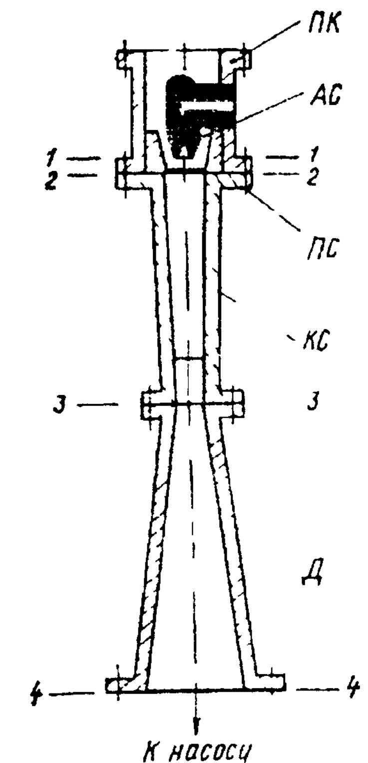


Рис.5.1. Конструктивная схема воздушного эжектора

Выходное отверстие диффузора *Д* соединено с входным патрубком ЖВН, который поддерживает давление порядка 10 кПа и обеспечивает работу эжектора.

Анализ иностранных источников, проведенный нами в конце 60-х годов, показал, что некоторые фирмы, особенно "Siemens" и "Sihi", начали широко применять предвключенные газовые эжекторы, и именно тогда мы решили заняться их исследованием и применением. В результате появились работы [67, 68]. Каково же было наше удивление, когда мы обнаружили, что применяемые этими фирмами эжекторы далеки от оптимальных. Это заставило нас заняться вопросами оптимизации предвключенных воздушных эжекторов более серьезно. Была осмыслена и поставлена задача об оптимальном воздушном эжекторе и исходя из нее проведены математические исследования этой задачи. Рассмотрен вопрос об использовании конической камеры смешения и проведены эксперименты по определению давления на ее поверхности, решен вопрос об учете потерь в элементах эжектора, о профилировании сопла Лаваля (вернее, об использовании "закрытых" в то время материалов) и т.д. В результате нам удалось создать предвключенные эжекторы, которые по своим параметрам в 1,5-2 раза превосходили аналогичные образцы лучших зарубежных фирм (рис.5.2).

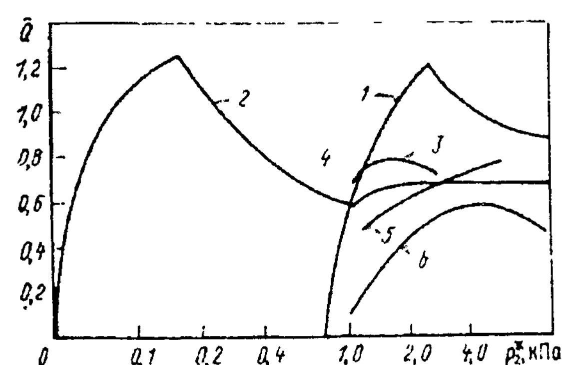


Рис.5.2. Характеристики предвключенных эжекторов:

1-ВВН2-12 с одноступенчатым эжектором; 2- ВВН2-12 с двухступенчатым эжектором; 3- LHG14 Wedag; 4-2BA322 Siemens; 5-L6624 Sihi; 6-CL703 Nash

В это время очень остро встал вопрос о создании вакуумной системы для получения металлического титана из титановой губки, поставляемой титано-магниевыми комбинатами. Для этих целей пытались использовать пароэжекторные насосы, но по ряду причин они оказались неработоспособными, а применявшиеся механические маслозаполненные вакуумные насосы очень быстро выходили из строя из-за наличия в откачиваемых газах хлоридов магния и потребляли в огромном количестве вакуумное масло, которое после каждой плавки по той же причине приходилось заменять.

Разработанная нами вакуумная система на базе насоса фирмы "Sigma" с двухступенчатым предвключенным эжектором полностью решила эту проблему [15,14,47,81], в процессе разработки было получено несколько авторских свидетельств [102,103,105,106,109]. С целью рекламы своих разработок мы рассчитали и поставили один из таких двухступенчатых эжекторов в Институте атомной энергии на установку Токамак-15 [47]. По просьбе ВНИИкомпрессормаша нами впоследствии было сделано дополнение к ОСТ 26-12-1113-83 “Машины водокольцевые. Типы и основные параметры” [41] по предвключенным воздушным эжекторам.

Однако тщетными оказались все наши попытки убедить тогдашних "корифеев" компрессоростроения проф. В.Д.Лубенца (МВТУ им. Н.Э.Баумана) и К.П.Селезнева (ЛПИ им. М.И.Калинина) в необходимости разработки серийных предвключенных эжекторов для отечественных ЖВН. Первый не понимал, как при помощи атмосферного воздуха снижается получаемое давление, а второй придерживался мнения, что применение ЖВН вообще надо запретить как малоэффективных. Попытки некоторых исследователей "позаимствовать" уже существующие, нами разработанные эжекторы и поставить их на отечественные ЖВН оказались безрезультатными, так как эти эжекторы были рассчитаны для других машин с учетом только их технических параметров. Вот по этим причинам отечественная промышленность до сих пор не выпускает ЖВН с предвключенными эжекторами, несмотря на созданный значительный теоретический задел в этой области.

Наши работы по применению ЖВН с предвключенными эжекторами по индивидуальным заказам продолжаются. В основном они разрабатываются для замены пароэжекторных насосов, широко применяющихся в химической и нефтехимической промышленности. Из-за резко возросшей стоимости пара и необходимости очистки конденсата после пароэжекторных насосов, а также экологического ущерба от их применения ЖВН с предвключенными эжекторами оказались значительно выгоднее, особенно с учетом появляющейся возможности возврата продукта. Так, на комбинате "Нижнекамскнефтехим" нами проведена замена пароэжекторного насоса вакуумной колонны для получения бензола на ЖВН, работающий на получаемых продуктах. Разрабатываются аналогичные проекты на целом ряде других производств.

Рабочие процессы в эжекторах достаточно сложны. В рассматриваемых устройствах они происходят при больших отношениях давлений, в некоторых случаях превышающих 1000, при скоростях, в несколько раз превосходящих звуковые, и т.д. Некоторые вопросы теории таких эжекторов в известной нам литературе не рассматривались. Поэтому мы вначале в сжатой форме излагаем основные понятия из теории газоструйных эжекторов.

5.2. Основные понятия из теории газовых эжекторов

Исследованию газовых эжекторов посвящено большое количество работ [1, 12, 73]. При рассмотрении теории газового эжектора необходим определенный минимум сведений из газовой динамики, в том числе и по газодинамическим функциям. Ниже приведены основные понятия и формулы, которые используются нами в дальнейшем при изложении теории газового эжектора.

Критическая скорость $a_{kp} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}$.

Приведенная скорость $\lambda = \frac{\upsilon}{a_{kp}}$.

Газодинамические функции

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

$$q(\lambda) = \frac{F}{F_{kp}} = \lambda\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

$$z(\lambda) = \frac{1}{2}\left(\lambda + \frac{1}{\lambda}\right).$$

Расход газа $M = mq(\lambda)\frac{p^* F}{\sqrt{T^*}}$,

где $m = \sqrt{\left(\frac{2}{k-1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{k}{R}}$, для воздуха при k=1,4 и R=287,4 m=0,04037.

Кинематическое соотношение в прямом скачке уплотнений

$$\lambda_1 \cdot \lambda_2 = 1.$$

Уравнение количества движения для элементарной цилиндрической струйки

$$(p_1F_1 + \upsilon_1M_1) + (p_2F_2 + \upsilon_2M_2) = p_3F_3 + \upsilon_3M_3.$$

Полный импульс потока

$$\Phi = pF + \upsilon\, M = \frac{k+1}{k} M a_{kp} z(\lambda).$$

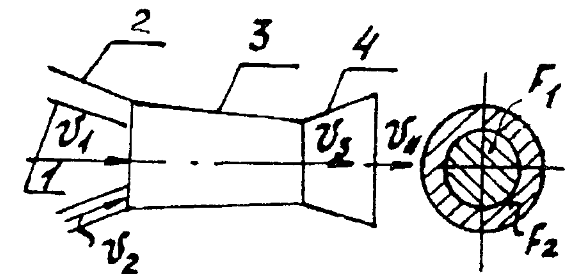


Рис.5.3. Схема простейшего газового эжектора

Эжектором называется устройство, в котором происходит передача энергии одной среды (рабочей), движущейся с большей скоростью, к другой (сжимаемой), движущейся с меньшей скоростью. Простейший газовый эжектор (рис.5.3) состоит из сопла рабочего газа 1, которое находится внутри сопла сжимаемого газа 2, камеры смешения 3 и диффузора 4. Давление рабочего газа больше давления сжимаемого газа, поэтому на выходе из сопла 1 рабочий газ имеет большую скорость, чем сжимаемый газ, выходящий из сопла 2. Оба эти потока поступают в камеру смешения 3, где происходит выравнивание их скоростей. Скорость рабочего газа уменьшается, а сжимаемого - увеличивается. Длина камеры смешения выбирается из условия получения на выходе из нее равномерного потока (обычно длина камеры выбирается равной 8-10 ее диаметрам). В диффузоре 4 за счет торможения давление газа возрастает, в результате давление сжимаемого газа на выходе из эжектора становится больше, чем на входе. Таким образом, эжектор по своему назначению может быть отнесен к компрессорам. В некоторых литературных источниках их называют струйными компрессорами [84].

Камера смешения является основным элементом эжектора. Обычно она имеет цилиндрическую форму. На вход в камеру смешения поступают два потока газа с различными параметрами. Из нее должен выходить практически равномерный поток газа. В дальнейшем параметры рабочего газа будут обозначаться индексом "1", параметры сжимаемого газа - индексом "2", параметры смеси на выходе из камеры смешения - индексом "3" и параметры смеси на выходе из диффузора - индексом "4" (рис.5.4).

При дозвуковом перепаде давлений в сопле рабочего газа давление на срезе сопла в обоих потоках одинаково ($p_2 = p_1$), а скорость рабочего газа больше, чем сжимаемого. При своем дви-

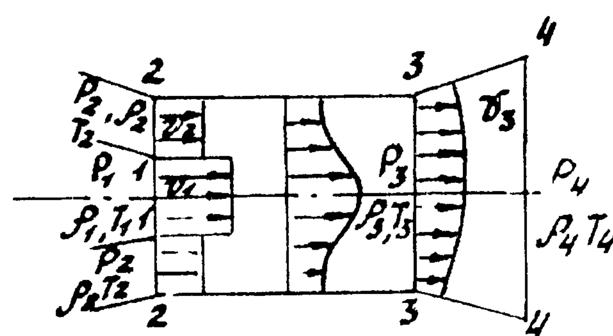


Рис.5.4. Изменение поля скоростей в камере смешения эжектора

жении поток рабочего газа увлекает поток сжимаемого газа и на границе между ними образуется турбулентный пограничный слой, который, расширяясь, заполняет все сечение камеры смешения. Затем идет процесс выравнивания поля скоростей. При малых (дозвуковых) скоростях процессы в жидкостном и газовом эжекторах практически одинаковы. Различие между ними проявляется при сверхзвуковых скоростях истечения рабочего газа (рис.5.5). Если сопло рабочего газа сужается, то на его срезе устанавливается критический режим течения (λ_1=1), а затем происходит расширение газа за пределами сопла до сечения '—', где выравнивается давление в рабочем и сжимаемом газах. Это сечение называется сечением запирания. На начальном участке между срезом сопла Лаваля и сечением '—' смешение газов практически не наблюдается.

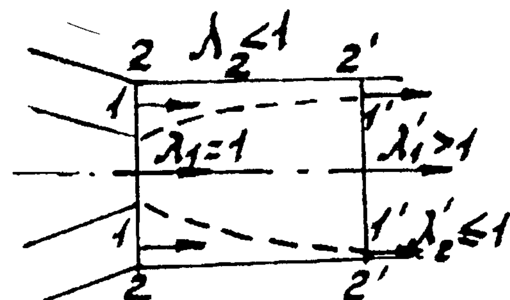


Рис.5.5. Движение газа на выходе из сужающегося рабочего сопла при сверхзвуковых перепадах давлений

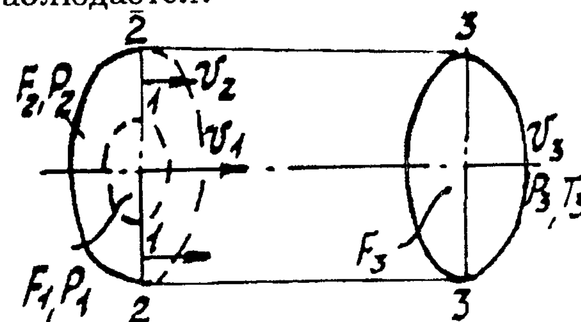


Рис.5.6. Схема цилиндрической камеры смешения эжектора

В эжекторе в процессе смешения происходят потери кинетической энергии, т.е. ее переход в тепловую [1]. Рассмотрим простейшую цилиндрическую камеру смешения, в которой потери на трение не учитываются (рис.5.6). Примем $\overline{p_1} = \overline{p_2} = \overline{p_3}$; $F_1 + F_2 = F_3$ и $M_1 + M_2 = M_3$. При отсутствии внешних сил из уравнения количества движения следует

$$p_1F_1 + M_1\upsilon_1 + p_2F_2 + M_2\upsilon_2 = p_3F_3 + M_3\upsilon_3$$

или

$$\upsilon_3 = \frac{M_1\upsilon_1 + M_2\upsilon_2}{M_1 + M_2}. \qquad (5.1)$$

Кинетическая энергия на входе в камеру смешения складывается из суммы энергий двух потоков:

$$E_1 + E_2 = M_1\frac{\upsilon_1^2}{2} + M_2\frac{\upsilon_2^2}{2}. \qquad (5.2)$$

Аналогично рассчитывается кинетическая энергия в выходном сечении камеры смешения:

$$E_3 = M_3\frac{\upsilon_3^2}{2} = \frac{1}{2}\frac{(M_1\upsilon_1 + M_2\upsilon_2)^2}{M_1 + M_2}. \qquad (5.3)$$

Уменьшение кинетической энергии в процессе смешения определяется величиной

$$\Delta E = E_1 + E_2 - E_3 = M_1\frac{\upsilon_1^2}{2} + M_2\frac{\upsilon_2^2}{2} - \frac{1}{2}\frac{(M_1\upsilon_1 + M_2\upsilon_2)^2}{M_1 + M_2}.$$

После несложных преобразований последнее уравнение приводится к виду

$$\Delta E = E_1 + E_2 - E_3 = \frac{1}{2}\cdot\frac{M_1\cdot M_2}{M_1 + M_2}(\upsilon_1 - \upsilon_2)^2. \qquad (5.4)$$

Таким образом, потери кинетической энергии, которые переходят в тепловую в процессе смешения, всегда существуют, причем их величина возрастает при увеличении разности скоростей рабочего и сжимаемого газов.

Строго говоря, процессы в газовом эжекторе должны рассчитываться по двумерной теории движения газа. Однако возникающие при этом математические затруднения настолько усложняют рассмотрение физических процессов, что в целом ряде случаев поставленные задачи становятся неразрешимыми.

Общепринято работу эжектора рассматривать по одномерной теории движения газа. Для каждого потока определяются средняя скорость и другие усредненные параметры. В одномерной теории эжекторов используются несколько безразмерных параметров:

- коэффициент эжекции - отношение расхода сжимаемого

газа к расходу рабочего газа, $n = M_2/M_1$;

- отношение полных давлений рабочего и сжимаемого газов, $\Pi = p_1^*/p_2^*$;

- степень повышения давления в эжекторе - отношение давления за эжектором к давлению сжимаемого газа, $\varepsilon = p_4^*/p_2^*$;

- геометрический параметр эжектора - отношение площадей потоков рабочего и сжимаемого газов на входе в камеру смешения, $\alpha = F_1/F_2$;

- отношение температур сжимаемого и рабочего газов, $\theta = T_2^*/T_1^*$.

В эжекторе существуют три потока газа: два на входе и один на выходе из камеры смешения (диффузор является каналом переменного сечения и течение в нем рассчитывается по существующим для таких каналов зависимостям). Каждый поток газа характеризуют четыре независимых параметра, например, p^*, T^*, F, υ.

Для расчета эжектора необходимо либо решить систему из 12 уравнений, либо некоторые параметры считать заданными, тогда число необходимых уравнений соответственно уменьшается. Обычно задают 9 параметров. Это параметры обоих потоков на входе в эжектор: $p_1^*, T_1^*, M_1, F_1, p_2^*, T_2^*, M_2, F_2$, а также условие цилиндричности камеры смешения $F_3 = F_1 + F_2$. Таким образом, число уравнений, необходимых для расчета эжектора, сокращается до трех.

Из закона сохранения массы следует

$$M_3 = M_1 + M_2 \text{ или } M_3 = M_1(1+n).$$

С использованием газодинамических функций это уравнение записывается в следующем виде:

$$\frac{q(\lambda_3)p_3^* F_3\sqrt{T_1^*}}{q(\lambda_1)p_1^* F_1\sqrt{T_3^*}} = 1 + n. \tag{5.5}$$

Из закона сохранения энергии, при предположении одинаковой природы рабочего и сжимаемого газов (т.е. $R_1=R_2=R_3$; $k_1=k_2=k_3$ и т.д.), следует

$$M_3 T_3^* = M_1 T_1^* + M_2 T_2^*.$$

После несложных преобразований получим:

$$T_3^* = T_1^*\,\frac{1+\theta n}{1+n}. \tag{5.6}$$

Тогда уравнение (5.5) с учетом уравнения (5.6) принимает вид

$$p_3^* = p_1^*\,\frac{\sqrt{(1+n)(1+\theta n)}}{1+1/\alpha}\cdot\frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)}. \tag{5.7}$$

Из уравнения количества движения (без учета сил трения) полный импульс на выходе из камеры смешения равен сумме полных импульсов на входе в эжектор:

$$\Phi_3 = \Phi_1 + \Phi_2,$$

или

$$\frac{k+1}{k}M_3\cdot a_{kp_3}z(\lambda_3) = \frac{k+1}{k}M_1\cdot a_{kp_1}z(\lambda_1) +$$

$$+\frac{k}{k+1}M_2\cdot a_{kp_2}z(\lambda_2).$$

После преобразований получаем уравнение, которое называется основным уравнением эжекции:

$$\sqrt{(1+n)\cdot(1+\theta n)}\cdot z(\lambda_3) = z(\lambda_1) + n\sqrt{\theta}\cdot z(\lambda_2). \tag{5.8}$$

К уравнениям (5.6)-(5.8) может быть добавлено еще соотношение между параметрами на входе в эжектор:

$$n = \frac{M_2}{M_1} = \frac{q(\lambda_2)p_2^* F_2\sqrt{T_1^*}}{q(\lambda_1)p_1^* F_1\sqrt{T_2^*}} = \frac{1}{\Pi\cdot\alpha\sqrt{\theta}}\cdot\frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)}. \tag{5.9}$$

Для эжектора, который по сути своей является компрессором, может быть определен коэффициент полезного действия. Процессы в эжекторе являются энергоизолированными и их эффективность наиболее точно оценивается адиабатическим КПД. Под адиабатическим КПД эжектора понимается отношение адиабатической работы расширения до начального давления газа, выходящего из эжектора, к работе, которую мог бы совершить

рабочий газ при расширении до этого же давления:

$$\eta_{a\partial} = \frac{(M_1 + M_2) \cdot l_{a\partial 4}}{M_1 \cdot l_{a\partial 1}}.$$

Если принять, что природа рабочего и сжимаемого газов, а также их температуры одинаковы, то уравнение для определения адиабатического КПД приводится к виду

$$\eta_{a\partial} = (1+n)\frac{1-(1/\varepsilon)^{\frac{k-1}{k}}}{1-\left(\frac{1}{\Pi}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \qquad (5.10)$$

Для примера произведем расчет эжектора , в котором сжатым воздухом с параметрами $p_1^* = 1{,}5 \cdot 10^5$ Па и $T_1^* = 288$ К вентилируется помещение, где воздух имеет параметры $p_2^* = 1{,}013 \cdot 10^5$ Па, $T_2^* = 288$ К. Площадь сопла рабочего газа $F_1 = 0{,}01$ м^2 ; площадь сопла сжимаемого газа $F_2 = 0{,}02$ м^2. Камера смешения цилиндрическая. Потери на трение не учитываем.

Определяем безразмерные параметры:

$$\Pi = \frac{p_1^*}{p_2^*} = \frac{1{,}5 \cdot 10^5}{1{,}013 \cdot 10^5} = 1{,}4808;$$

$$\alpha = \frac{F_1}{F_2} = \frac{0{,}01}{0{,}02} = 0{,}5;$$

$$\theta = \frac{T_2}{T_1} = 1.$$

Зададимся давлением сжимаемого газа на входе в камеру смешения $p_2^* = 0{,}98 \cdot 10^5$ Па, примем, что $p_1 = p_2$, и найдем значения газодинамических функций:

$$\pi(\lambda_1) = \frac{p_1}{p_1^*} = \frac{0{,}98 \cdot 10^5}{1{,}5 \cdot 10^5} = 0{,}6533,$$

$$\pi(\lambda_2) = \frac{p_2}{p_2^*} = \frac{0{,}98 \cdot 10^5}{1{,}013 \cdot 10^5} = 0{,}9674.$$

По таблице газодинамических функций находим следующие параметры:

$\lambda_1 = 0{,}829$; $q(\lambda_1) = 0{,}9648$; $z(\lambda_1) = 1{,}0176$;

$\lambda_2 = 0{,}2377$; $q(\lambda_2) = 0{,}3663$; $z(\lambda_2) = 2{,}2223$.

По уравнению (5.9) определяем коэффициент эжекции:

$$n = \frac{1}{\Pi \cdot \alpha\sqrt{\theta}} \cdot \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)} = \frac{1}{1{,}4808 \cdot 0{,}5} = 0{,}5128.$$

По уравнению (5.8) рассчитываем приведенную скорость λ_3, приняв $\theta = 1$:

$$z(\lambda_3) = \frac{z(\lambda_1) + nz(\lambda_2)}{1+n} = \frac{1{,}0176 + 0{,}518 \cdot 2{,}2227}{1 + 0{,}5128} = 1{,}4261,$$

$$z(\lambda_3) = \frac{1}{2}\left(\lambda_3 + \frac{1}{\lambda_3}\right), \text{ отсюда } \lambda_3 = 0{,}4093.$$

По таблице газодинамических функций находим значение приведенного расхода $q(\lambda_3) = 0{,}6014$ и по уравнению (5.7) определяем давление в конце камеры смешения:

$$p_3^* = p_1^* \frac{1+n}{1+\frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)} = 1{,}5 \cdot 10^5 \frac{(1+0{,}5128) \cdot 0{,}9648}{\left(1+\frac{1}{0{,}5}\right) \cdot 0{,}6014} =$$

$$= 1{,}2135 \cdot 10^5 \, Па.$$

Это давление тратится на преодоление потерь в диффузоре и создание скоростного напора на выходе из него. Если не учитывать потери, то можно найти скорость на выходе из диффузора (при условии , что $p_4^* = p_3^*$), определив сначала газодинамическую функцию

$$\pi(\lambda_4) = \frac{p_2^*}{p_4^*} = \frac{1{,}013}{1{,}2135} = 0{,}8348 .$$

По таблице газодинамических функций находим λ_4= 0,5492; $q(\lambda_4)$ = 0,7516. По этим данным можно определить расход воздуха на входе в эжектор, площадь на выходе из диффузора и другие необходимые параметры.

Адиабатический коэффициент полезного действия определяется по уравнению (5.10)

$$\eta_{ad} = (1+n)\frac{1-\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1-\left(\frac{1}{\Pi}\right)^{\frac{k-1}{k}}} =$$

$$= (1+0{,}5128)\frac{1-(1{,}013/1{,}2135)^{0{,}286}}{1-(1/1{,}4808)^{0{,}286}} = 0{,}7168 .$$

Этот КПД учитывает только потери в процессе смешения потоков и не учитывает потери в соплах рабочего и сжимаемого газов, на трение в камере смешения и диффузоре. С учетом всех этих потерь коэффициент полезного действия эжектора будет существенно меньше.

5.3. Особенности работы эжектора при сверхзвуковых перепадах давлений в сопле рабочего газа

Сверхзвуковые перепады давлений реализуются в соплах Лаваля. В этом случае на выходе из сопла рабочего газа поток имеет сверхзвуковую скорость. При равенстве давлений на срезе сопла Лаваля в потоках рабочего и сжимаемого газов процесс смешения начинается сразу за срезом сопла Лаваля. Если же давление в потоке рабочего газа больше, чем в потоке сжимаемого газа, то рабочий газ продолжает расширяться за пределами сопла Лаваля до сечения, которое называется сечением запирания и обозначается индексом ' (рис.5.7).

Предполагается, что в простейшем случае в этом сечении давление в обоих потоках выравнивается. При этом поток сжимаемого газа ускоряется от сечения 2 - 2 до сечения 2'- 2' , так как этот поток дозвуковой, а площадь поперечного сечения в нем уменьшается. В сечении 2'- 2' возможно достижение звуковой

скорости, т.е. λ_2= 1. При этом обеспечивается максимально возможный расход сжимаемого газа через данный эжектор. Режим работы

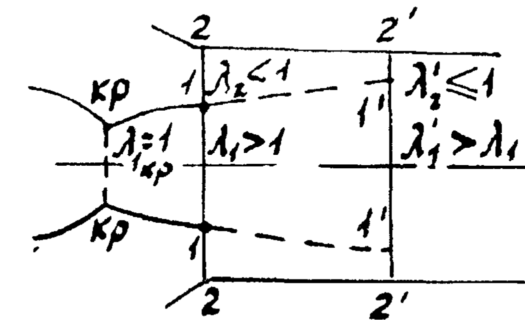


Рис.5.7. Движение газа на начальном участке камеры смешения при перепадах давлений, больших расчетного

эжектора, при котором в сечении запирания скорость сжимаемого газа имеет критическое значение, называется критическим. В этом случае расход сжимаемого газа не зависит от давления на выходе из диффузора.

Рассмотрим эжектор (см.рис.5.7), в котором давление рабочего и сжимаемого газов на входе в эжектор зафиксировано, а давление за эжектором в сечении 4 - 4 уменьшается, что приводит к снижению давления в сечениях 3 - 3 и 2 - 2. Рабочий газ, имеюший сверхзвуковую скорость, за счет этого продолжает расширяться за пределами сопла Лаваля, и площадь поперечного сечения, занимаемая потоком рабочего газа, увеличивается. Одновременно растет расход сжимаемого газа, имеющего дозвуковую скорость, которая в сечении 2 - 2 возрастает. Между сечениями 2 - 2 и 2'- 2' происходит дальнейшее увеличение скорости, вызванное уменьшением площади поперечного сечения потока. Так продолжается до тех пор, пока в сечении запирания скорость сжимаемого газа не достигнет критического значения (λ_2'= 1), после чего дальнейшее снижение давления за диффузором не будет влиять на течение газа в камере смешения эжектора.

В сечении запирания поток рабочего газа имеет сверхзвуковую скорость, а поток сжимаемого - звуковую. Поэтому в камере смешения за сечением запирания в процессе смешения скорость является сверхзвуковой. На входе в диффузор скорость газа в скачках уплотнения (прямой скачок уплотнения или система косых скачков уплотнения) должна перейти в дозвуковую.

При определении потерь полного давления предполагается, что скачок уплотнения перед диффузором является прямым, так как при этом потери максимальные. Скорость после скачка уплотнения определяется уравнением, которое следует из кинематического соотношения:

$$\lambda_{3a} = \frac{1}{\lambda_3} .$$

Потери полного давления в этом скачке определяются уравнением

$$p_{3a}^* = p_3^* \nu_{ck} = \frac{p_3^* q(\lambda_3)}{q(\lambda_{3a})}. \tag{5.11}$$

Возвращаясь к рассмотрению критических режимов работы эжектора, необходимо отметить, что на расчетном режиме давление за диффузором равно давлению окружающей среды (или внешнему по отношению к эжектору давлению). При снижении этого давления изменяется течение газа в диффузоре, скачок уплотнения перемещается вдоль потока внутрь диффузора. При этом скорость газа перед скачком уплотнения возрастает за счет увеличения площади поперечного сечения канала и соответственно возрастают потери полного давления в скачке уплотнения. За счет роста этих потерь давление на выходе из диффузора снижается до давления окружающей среды.

Наличие сечения запирания внутри камеры смешения и возникновение в нем особых условий типа $\lambda_2' = 1$ приводит к необходимости учета этого явления при расчете эжектора. Существуют два различных подхода к расчету течения на начальном участке камеры смешения [1]:

1. Предполагается, что в сечении запирания давление в обоих потоках выравнивается, т.е. $p_1' = p_2'$ (методика предложена М.Д.Миллионщиковым и Г.М.Рябинковым [12]). Отсюда

$$p_1^* \pi(\lambda_1') = p_2^* \pi(\lambda_2') \quad \text{или} \quad \pi(\lambda_1') = \frac{\pi(\lambda_2')}{\Pi}. \tag{5.12}$$

Из условия цилиндричности начального участка камеры смешения следует

$$F_1 + F_2 = F_1' + F_2', \text{ или } \frac{F_1}{F_2} + 1 = \frac{F_1'}{F_1} \cdot \frac{F_1}{F_2} + \frac{F_2'}{F_2}. \tag{5.13}$$

Каждый поток на начальном участке камеры смешения считается изолированным, следовательно,

$$F_1 q(\lambda_1) = F_1' q(\lambda_1') \text{ и } F_2 q(\lambda_2) = F_2' q(\lambda_2'). \tag{5.14}$$

Уравнение (5.13) с учетом (5.14) приводится к виду

$$\alpha + 1 = \alpha \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_1')} + \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_2')}. \tag{5.15}$$

Из уравнения (5.15) находится значение приведенного расхода:

$$q(\lambda_2) = q(\lambda_2')\left\{1 - \alpha\left[\frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_1')} - 1\right]\right\}. \tag{5.16}$$

Уравнения (5.12) и (5.15) являются дополнительными к системе уравнений (5.6)-(5.8). Одновременно вводятся два новых независимых параметра λ_1' и λ_2'. На критическом режиме работы $\lambda_2' = 1$. Отсюда

$$\pi(\lambda_1') = \frac{\pi(1)}{\Pi}, \tag{5.17}$$

$$q(\lambda_2) = 1 - \alpha\left[\frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_1')} - 1\right]. \tag{5.18}$$

2. Предполагается, что суммы полных импульсов на входе в камеру смешения и в сечении запирания равны между собой (методика предложена Ю.Н.Васильевым [12]).

$$\Phi_1 + \Phi_2 = \Phi_1' + \Phi_2', \text{ или } \Phi_1 - \Phi_1' = \Phi_2' - \Phi_2,$$

так как $\Phi = \frac{k+1}{k} M a_{kp} z(\lambda)$, то

$$M_1 a_{kp1}\left[z(\lambda_1') - z(\lambda_1)\right] = M_2 a_{kp2}\left[z(\lambda_2) - z(\lambda_2')\right].$$

После несложных преобразований последнее уравнение приводится к виду

$$n\sqrt{\theta} = \frac{z(\lambda_1') - z(\lambda_1)}{z(\lambda_2) - z(\lambda_2')}. \tag{5.19}$$

На критическом режиме работы эжектора данное уравнение будет иметь вид

$$n\sqrt{\theta} = \frac{z(\lambda_1^{'}) - z(\lambda_1)}{z(\lambda_2) - 1}. \quad (5.20)$$

Необходимо сделать следующие замечания:

1. Из уравнений (5.16) и (5.19) следует, что приведенная скорость λ_2 на входе в камеру смешения имеет предельное значение, которое может быть существенно меньше единицы. Сечение запирания больший расход сжимаемого газа не пропускает, отсюда и его название "сечение запирания". Как будет показано ниже, этот расход вообще может быть сведен до нуля. Таким образом, появление сечения запирания в камере смешения имеет основополагающее значение в понимании работы эжектора на больших перепадах давления.

2. Сравнение результатов расчета по обеим методикам показало, что при небольших перепадах давлений они дают одинаковые значения параметров эжекторов, которые достаточно хорошо согласуются с экспериментальными. Однако при больших перепадах давлений с экспериментальными данными лучше согласуется расчет по уравнениям Ю.Н.Васильева [1]. Это объясняется тем, что расширение потока рабочего газа за пределами сопла Лаваля (когда поток формируется не стенками сопла, а условием равенства давлений на границах потока) приводит к существенной неравномерности давления и нарушению условия $p_1 = p_2$ во всем поперечном сечении.

Наличие в камере смешения сечения запирания, в котором существует критическая скорость, вызывает проявление неожиданных свойств эжектора.

Рассмотрим эжектор, в котором давление рабочего газа переменно, а давление сжимаемого газа зафиксировано. С ростом давления рабочего газа пропорционально увеличивается его расход и, казалось бы, должен возрастать расход сжимаемого газа, но на самом деле этого не происходит. В соответствии с уравнением (5.17) из-за роста отношения $\Pi = p_1^*/p_2^*$ увеличивается приведенная скорость $\lambda_1^{'}$, соответственно уменьшается величина приведенного расхода $q(\lambda_1^{'})$ и увеличивается площадь поперечного сечения, которую занимает поток рабочего газа в сечении запирания. Это происходит также и из-за увеличения массового расхода рабочего газа. Но так как площадь поперечного сечения начального участка камеры смешения постоянна и фиксирована, площадь поперечного сечения, которая остается для прохождения потока сжимаемого газа, уменьшается и соответственно снижается расход сжимаемого газа. При определенном давлении рабочего газа его поток может полностью перекрыть всю камеру смешения и в этом случае расход сжимаемого газа станет равным нулю. Таким образом, на режиме запирания сжимаемый газ через эжектор не проходит.

Характеристика эжектора, представляющая зависимость между его основными параметрами, может быть задана в различных системах координат. В тех случаях, когда необходимо исследовать общие закономерности эжектора, характеристика эжектора представляется в безразмерных величинах. Для изучения конкретного эжектора более удобны зависимости его параметров (производительности сжимаемого газа, давления и т.д.) от конкретных условий работы.

Для определения характеристики эжектора используются различные установки. Принципиальная схема одной из них приведена на рис.5.8.

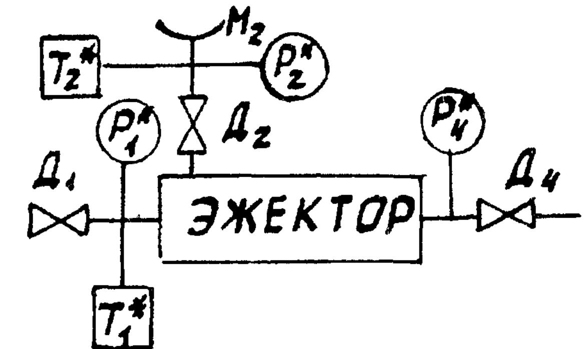


Рис.5.8. Принципиальная схема экспериментальной установки для определения характеристики эжектора

В процессе проведения эксперимента дроссельными устройствами $Д_1$, $Д_2$ и $Д_4$ регулируется давление рабочего и сжимаемого газов, а также давление за эжектором. Одновременно измеряются эти давления, расход сжимаемого газа, температура. Расход рабочего газа определяется по известной площади критического сечения сопла Лаваля $F_{кр}$ и замеренным параметрам p_1^* и T_1^*, а давление за камерой смешения p_3^* - по известным величинам потерь давления в диффузоре $\nu_д$ и давлению p_4^*.

Таким образом, в результате испытаний замеряются следующие параметры: расход рабочего газа M_1, температура и давление рабочего газа T_1^* и p_1^*; расход сжимаемого газа M_2; температура и давление сжимаемого газа T_2^* и p_2^*. Площади поперечных сечений элементов эжектора F_1, F_2, F_3 и $F_{кр}$ определяются из чертежей или непосредственно из замеров. Дросселем $Д_4$ на выходе из диффузора можно изменять давление на выходе

из эжектора p_4^* и таким образом определять параметры эжектора на различных режимах работы. Для того, чтобы исследовать все возможные режимы работы эжектора, можно либо изменять давление рабочего газа, который подводится от источника сжатого газа (от компрессора или из баллона), либо на выходе из эжектора установить вакуумный насос и т.д.

Для анализа работы эжектора наиболее подходит обобщенная характеристика (рис.5.9). На одном графике приводятся зависимости между коэффициентом эжекции n, степенью повышения давления ε, и отношением полных давлений Π. Каждая кривая на этом графике соответствует определенному отношению полных давлений. При постоянном значении $\Pi=\Pi_1$, изменяя давление за эжектором, можно получить режимы работы, отвечающие любой точке на этой кривой. Например, давление p_4^* можно поднять до такого значения, что рабочий газ уже не сможет увлекать за собой сжимаемый газ. Это режим максимально возможной степени повышения давления (ε_{max}), и ему соответствует точка A_1, расположенная на оси ординат.

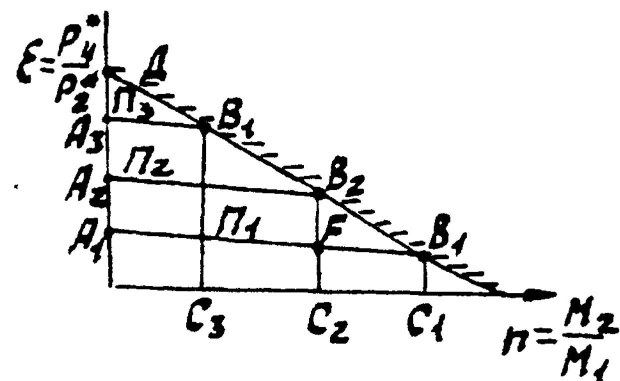


Рис.5.9. Обобщенная характеристика эжектора

При понижении давления p_4^* коэффициент эжекции увеличивается, а степень повышения давления снижается.

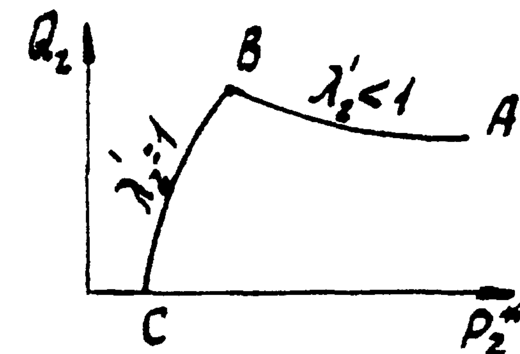
Такому изменению параметров соответствует рост расхода сжимаемого газа и увеличение приведенной скорости λ_2. Соответственно возрастает и приведенная скорость в сечении запирания λ_2'. При достижении значения $\lambda_2'=1$ возникает критический режим работы эжектора, при котором увеличение расхода сжимаемого газа (и коэффициента эжекции) невозможно. Этому режиму соответствует точка B_1. Дальнейшее снижение давление за эжектором приводит только к росту потерь полного давления в диффузоре и уменьшению степени повышения давления при постоянном значении коэффициента эжекции (кривая B_1C_1).

Если увеличить давление перед эжектором p_1^*, то при постоянном давлении сжимаемого газа p_2^* возрастет отношение полных давлений и данному режиму работы эжектора будет соответствовать точка на другой кривой, например, Π_2. В этом случае критический режим работы эжектора возникнет при меньшем значении коэффициента эжекции в точке B_2, так как одновременно возрос расход рабочего газа.

Совокупность точек B определяет кривую критических режимов работы эжектора. Пересечение кривой критических режимов работы с осью ординат определяет режим запирания эжектора, о котором говорилось ранее. Этот режим на характеристике обозначается точкой $Д$. Необходимо отметить , что все точки участка BC кривых соответствуют критическим режимам работы эжектора.

На обобщенной характеристике каждая точка, которой соответствуют определенные значения n и ε, определяются двумя значениями Π. Так, точке F при докритическом режиме работы соответствует значение Π_1 (кривая A_1B_1), а при критическом режиме работы - значение Π_2 (кривая B_2C_2).

Рис.5.10. Характеристика эжектора при постоянном давлении за диффузором



Другой вид характеристики эжектора приведен на рис.5.10. У этого эжектора рабочим газом является атмосферный воздух с постоянным давлением (p_1^* =const). Поэтому на характеристике имеется только одна кривая. Критическому режиму соответствует кривая BC, однако вдоль этой кривой величина перепада полных давлений увеличивается за счет уменьшения давления сжимаемого газа p_2^*. Точка C соответствует режиму запирания, при котором расход сжимаемого газа равен нулю, а степень повышения давления максимальна. Вдоль кривой AB приведенная скорость сжимаемого газа в сечении запирания меньше единицы, поэтому расчет эжектора можно производить без учета уравнения (5.19).

5.4. *Особенности работы эжектора с конфузорной камерой смешения*

Газовые эжекторы наиболее эффективны при работе на критических режимах, которые характеризуются условием $\lambda_2^{'}=1$. В этом случае потери кинетической энергии в процессе смешения минимальны.

Рабочий газ в начале процесса смешения в сечении запирания имеет сверхзвуковую скорость ($\lambda_1^{'} > 1$), поэтому и скорость сжимаемого газа в процессе смешения также становится сверхзвуковой,т.е. всюду в камере смешения скорость газа превосходит скорость звука. В сверхзвуковом потоке уменьшение площади поперечного сечения приводит к уменьшению его скорости. Целесообразно иметь камеру смешения конфузорной формы (рис.5.11), так как на выходе из нее по сравнению с цилиндрической камерой смешения потери на трение меньше, как и скорость газа. Это приводит к уменьшению потерь полного давления в прямом скачке уплотнения , которые определяются уравнением (5.11). Как показывают расчеты и эксперименты, эффективность сверхзвуковых эжекторов с коническими сужающимися камерами смешения на 10-15% больше, чем с цилиндрическими.

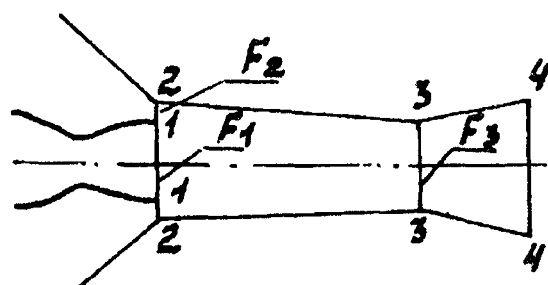


Рис.5.11. Схема эжектора с конической камерой смешения

Однако расчет эжекторов с коническими камерами смешения более сложен. В них на движущийся газ действует сила реакции стенок (R_1), направленная вдоль оси канала.Для ее определения необходимо знать закономерности распределения давления вдоль камеры смешения, найти которые теоретическим путем затруднительно.

Г.Н.Абрамович [1] рекомендует принять распределение давления пропорциональным площади поперечного сечения, что равносильно

$$p_{cp} = \frac{p_2^{'} + p_3}{2}.$$

В этом случае сила, действующая на поток в камере смешения, определяется уравнением

$$R = \frac{p_2 + p_3}{2}\left(F_1 + F_2 - F_3\right). \quad (5.21)$$

Действительное распределение давления вдоль камеры смешения может отличаться от p_{cp}. Поэтому нами были проведены эксперименты по определению давления вдоль конической камеры смешения. Схема расположения точек замера приведена на рис.5.12. Камера смешения имела угол наклона образующей 2°35', каждая последующая точка замера сдвинута от предыдущей на 90° для предотвращения их взаимного влияния. Замеренное распределение давления и рассчитанное по предложению Г.Н.Абрамовича приведены на рис.5.13. Видно, что замеренное давление незначительно превышает расчетное (в среднем на 3-4%). Как показали расчеты, превышение действительного давления над p_{cp} приводит к росту производительности сжимаемого газа на 3-4%.

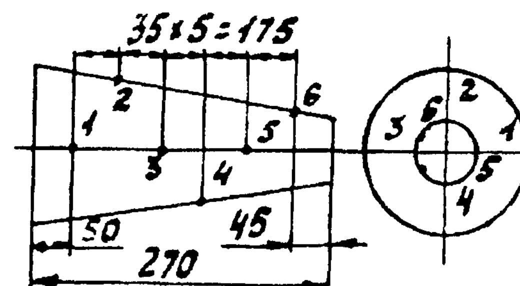


Рис.5.12. Расположение точек замера давления на стенке конической камеры смешения

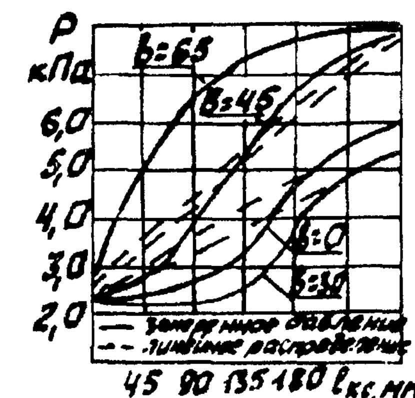


Рис.5.13. Распределение давления на поверхности конической камеры смешения в зависимости от расположения сопла Лаваля перед входом в камеру смешения

При расчете эжектора с конической камерой смешения силу реакции стенок необходимо учитывать при выводе основного уравнения эжекции (5.8).

$$\Phi_3 = \Phi_1 + \Phi_2 - \frac{p_2 + p_3}{2}\left(F_1 + F_2 - F_3\right)$$

или

$$\frac{k+1}{k} M_3 a_{kp3} z(\lambda_3) = \frac{k+1}{k} M_1 a_{kp1} z(\lambda_1) + $$
$$+ \frac{k+1}{k} M_2 a_{kp2} z(\lambda_2) - \frac{p_2 + p_3}{2}(F_1 + F_2 - F_3)$$

$$\sqrt{(1+n)(1+\theta n)}\, z(\lambda_3) = z(\lambda_1) + n\sqrt{\theta}\, z(\lambda_2) -$$
$$- \frac{p_2 + p_3}{2} \cdot \frac{F_1 + F_2 - F_3}{M_1 a_{kp} \frac{k+1}{k}}. \qquad (5.22)$$

После преобразований это уравнение приводится к виду

$$\sqrt{(1+n)(1+\theta n)}\, z(\lambda_3) = z(\lambda_1) + n\sqrt{\theta}\, z(\lambda_2) -$$
$$- \frac{1}{4}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{(p_2 + p_3)\cdot(F_1 + F_2 - F_3)}{p_1^* q(\lambda_1)\cdot F_1}. \qquad (5.23)$$

Так как для эжектора с конической камерой смешения не соблюдается условие равенства площадей ($F_3 = F_1 + F_2$), изменяется и уравнение (5.7). Оно принимает следующий вид:

$$p_3^* = p_1^* \sqrt{(1+n)(1+\theta n)} \cdot \frac{F_1}{F_3} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)}. \qquad (5.24)$$

5.5. Расчет эжектора с учетом потерь

Потери в различных элементах эжектора снижают его эффективность, а также влияют на его оптимальные геометрические размеры. Поэтому учет потерь нужно проводить как в ходе расчета эжектора, так и при его оптимизации. Уравнение эжекции с учетом действия сил трения приведено ниже.

Уменьшение полного давления в рабочем сопле происходит в основном за счет действия сил трения. Эти потери учитываются скоростными коэффициентами: $\varphi_{кр}$ - для течения газа до критического сечения сопла Лаваля и φ_1 - для течения газа в сверхзвуковой части. Потери до критического сечения влияют на расход рабочего воздуха, который определяется по уравнению

$$M_1 = mq(\lambda) \cdot \frac{p_{kp}^* F_{kp}}{\sqrt{T_1^*}}, \text{ где } p_{kp}^* = p_o^* \cdot \sigma_{kp}.$$

У хорошо спрофилированных сопел Лаваля коэффициент $\varphi_{кр} = 0{,}97\text{-}0{,}98$, что соответствует коэффициенту $\sigma_{кр} = 0{,}96\text{-}0{,}97$.

Образующая сверхзвуковой части сопла Лаваля может быть задана различными уравнениями. В простейшем случае она прямолинейна, однако при этом велики потери полного давления. Наиболее целесообразным является профилирование сопел Лаваля по методам, разработанным для сопел ракетных двигателей, в которых образующая задается координатами в системе, где осью абсцисс является ось сопла Лаваля с началом в критическом сечении. В табл.5.1 приводятся координаты образующей для одного из сопел Лаваля при $\lambda_{1uд} = 2{,}079$:

Таблица 5.1

$\bar{x} = \frac{x}{r_{кр}}$	0	0,05105	0,2509	0,7729	1,908	3,545	6,144	11,33	12,84
$\bar{y} = \frac{y}{r_{кр}}$	1	1,014	1,074	1,246	1,611	2,024	2,431	2,708	2,715

Форма этого сопла показана на рис.5.14. Размеры для профилирования дозвуковой части сопла Лаваля приведены в [1]. Такие сопла имеют скоростной коэффициент φ_1 = 0,985.

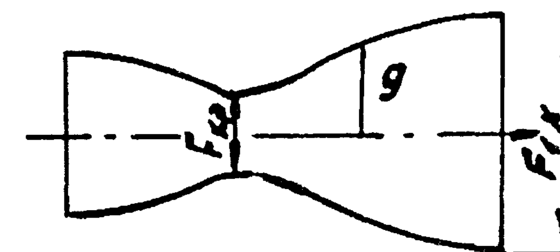


Рис.5.14. Схема сопла Лаваля

Полное давление за соплом Лаваля рассчитывается по уравнению

$$p_1^* = p_o^* \cdot \sigma_1 = p_o^* \cdot \frac{\pi(\lambda_{1uд})}{\pi(\lambda_1)}. \qquad (5.25)$$

Потери в сопле сжимаемого газа также определяются скоростным коэффициентом φ_2. Скорость в этом сопле дозвуковая, поэтому потери полного давления в нем относительно малы и можно принять $\varphi_2 = 0{,}92\text{-}0{,}96$.

Потери на трение в камере смешения определяются по уравнению Дарси-Вейсбаха через коэффициент сопротивления трения

λ_{mp} и относятся к выходному сечению камеры смешения. Этот коэффициент зависит от абсолютной шероховатости Δ и диаметра камеры d_3, а также от Re. Однако из-за большой неравномерности поля скоростей течение в камере смешения отличается от тех условий, при которых экспериментально найдены коэффициенты трения. В рассматриваемой расчетной модели вдоль стенки камеры смешения движется сжимаемый газ, приведенная скорость которого возрастает от λ_2 до λ_3 . Поэтому потери вдоль камеры распределены неравномерно. Если они отнесены к какому-либо сечению, то необходима корректировка коэффициента сопротивления трения. В конкретном случае для оптимального эжектора с цилиндрической камерой смешения вакуумного насоса типа ВВН-12 приведенная скорость откачиваемого газа меняется от $\lambda_2' = 1$ до $\lambda_3 = 1{,}8$.

Процессы в камере смешения эжектора изучены недостаточно полно и достоверные данные об изменении скорости сжимаемого газа вдоль камеры смешения отсутствуют. Поэтому целесообразно относить потери в камере смешения на трение к средней скорости, которая в первом приближении может быть найдена как среднеарифметическая от этих двух приведенных скоростей $\frac{\lambda_2' + \lambda_3}{2}$. В расчетных уравнениях удобнее пользоваться скоростью в конкретном сечении камеры смешения (нами выбрана скорость λ_3), соответственно коэффициент потерь на трение необходимо скорректировать. В уравнение (5.23) вводится коэффициент

$$\lambda_{mp} = \lambda'_{mp} \cdot \frac{\left(\frac{\lambda_2' + \lambda_3}{2}\right)^2}{\lambda_3^2} = \frac{\lambda'_{mp}}{4}\left(\frac{\lambda_2'}{\lambda_3} + 1\right)^2 . \qquad (5.26)$$

Скорость газа на выходе из камеры смешения больше скорости звука, и в обычном коническом диффузоре она сначала увеличивается, а затем переходит в дозвуковую в системе косых скачков или в прямом скачке уплотнений. При расчетах предполагается, что скачок уплотнений находится на входе в диффузор.

Ю.Н.Васильевым предложена идея, согласно которой между конической камерой смешения и диффузором располагается цилиндрический участок длиной $(1{,}5\text{-}2{,}0)d_3$ для того, чтобы скачки уплотнения происходили именно на этом участке при минимальных скоростях газа и соответственно с меньшими потерями.

Коэффициент восстановления полного давления в скачке $\nu_{ск}$ находится по уравнению (5.11). Предполагается, что скачок уплотнения прямой. Кроме того, имеются потери полного давления в дозвуковой части диффузора, которые характеризуются скоростью газа и углом раскрытия диффузора. Экспериментально полученные данные по этим потерям [19] приведены на рис.5.15.

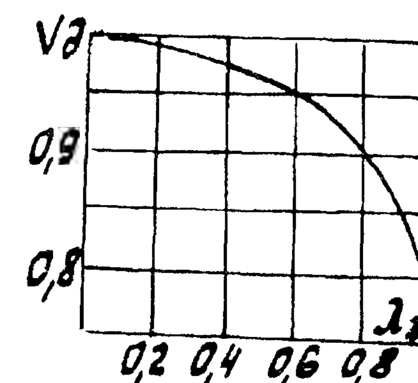


Рис.5.15. Зависимость коэффициента восстановления полного давления в диффузоре от скорости газа на входе

Суммарное значение коэффициента восстановления полного давления диффузора находится как произведение $\nu_{ск} \cdot \nu_д$. Давление за диффузором определяется по уравнению

$$p_4^* = \nu_{ck} \cdot \nu_\partial \cdot p_3^* \qquad (5.27)$$

Силы трения в камере смешения приложены к газу против направления его движения. Они могут быть определены из уравнения

$$R_{mp} = \Delta p_{mp} \cdot F_3 = \lambda_{mp} \cdot \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{\rho_3 \upsilon_3^2}{2} \cdot F_3 = \frac{k+1}{2k} \cdot \chi \cdot \frac{M_3 \upsilon_3}{2}, \qquad (5.28)$$

где χ - приведенная длина [1]; $\chi = \frac{2k}{k+1} \lambda_{mp} \frac{l_3}{d_3}$.

Подстановка величины силы трения в уравнение (5.22) приводит его к виду

$$\frac{k+1}{k} M_3 a_{kp3} z(\lambda_3) = \frac{k+1}{k} M_1 a_{kp1} z(\lambda_1) + \frac{k+1}{k} M_2 a_{kp2} z(\lambda_2) - \frac{p_2 + p_3}{2}(F_1 + F_2 - F_3) - \frac{k+1}{2k} \cdot \chi \cdot \frac{M_3 \upsilon_3}{2} . \qquad (5.29)$$

После преобразований получаем

$$\sqrt{(1+n)(1+\theta n)}\left[z(\lambda_3)+\frac{1}{4}\chi\lambda_3\right]=z(\lambda_1)+n\sqrt{\theta}\cdot$$
$$\cdot z(\lambda_2)-\frac{1}{4}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\frac{(p_2+p_3)(F_1+F_2-F_3)}{p_1^* q(\lambda_1)\cdot F_1}. \qquad (5.30)$$

При расчетах эжекторов с учетом потерь уравнение (5.30) используется вместо (5.22).

5.6. Оптимизация параметров предвключенного эжектора

Понятие оптимальности для любого устройства, в том числе и для эжектора, зависит от конкретных условий работы и области его применения. Ю.Н.Васильев [12] называет оптимальным такой эжектор, который обеспечивает минимальный расход рабочего газа при заданном расходе сжимаемого газа и заданной степени повышения давления, т.е. оптимизация сводится к максимально возможному сокращению расхода рабочего газа.

Такая трактовка понятия оптимальности не подходит для предвключенного эжектора, так как расход рабочего газа (а это атмосферный воздух) в нем ничем не ограничен и на его сжатие не требуется затрачивать энергию. Задача оптимизации для предвключенного эжектора с учетом его особенностей может быть поставлена следующим образом: оптимальным является эжектор, который при заданном давлении сжимаемого газа обеспечивает максимально возможный объемный расход откачиваемого газа для заданной на выходе из эжектора зависимости объемного расхода газа от давления. Последняя зависимость задается характеристикой вакуумного насоса

$$Q^{г}_{нас}=f(p_{вс}). \qquad (5.31)$$

При проведении оптимизации эжектора определяются геометрические размеры проточной части, при которых для заданного вакуумного насоса и заданного давления всасывания объемный расход сжимаемого газа будет максимальным.

В процессе оптимизации используются уравнения (5.6), (5.9), (5.11), (5.24), (5.27), (5.30) и (5.31), а также заданные значения параметров $p_1^*, T_1^*, p_2^*, T_2^*$. В качестве независимых при оптимизации выбраны три свободных параметра λ_1, λ_2, λ_3. Анализ используемых уравнений и практика расчетов показывают, что система уравнений (совместно с заданными параметрами) является полной и дает единственное решение. Производительность системы "вакуумный насос - предвключенный эжектор" существенно зависит от значений свободных параметров. Поэтому в процессе оптимизации необходимо найти такие их значения, при которых производительность системы будет максимальной.

Однако такой порядок оптимизации не всегда удобен. Наиболее целесообразно оказалось оптимизировать геометрию эжектора на единицу массового расхода газа при заданном давлении на выходе из эжектора. В этом случае фактически задаются определенная степень повышения давления в эжекторе ε и перепад полных давлений $П$. Для каждой пары этих параметров находятся отношения площадей $\left(\frac{F_1}{F_{kp}};\frac{F_2}{F_{kp}};\frac{F_3}{F_{kp}}\right)$, объемных расходов $\left(\frac{Q_2}{Q_4^г}\right)$ и коэффициента эжекции (n), а также соответствующие им значения λ_1 и λ_3, которые, как и в рассмотренном выше варианте оптимизации, являются свободными параметрами.

По значениям этих величин могут быть построены графики (рис.5.16-5.21). Эти графики являются универсальными, так как построены в безразмерном виде и определяют геометрические размеры и параметры эжекторов, которые для заданных значений $П$ и ε обеспечивают наибольшее отношение объемной производительности сжимаемого газа к производительности на выходе из эжектора. Кроме того, эти графики не привязаны к какой-либо конкретной машине, причем не только к жидкостнокольцевой, а к любому вакуумному насосу: ротационному, поршневому и др.

Чтобы найти параметры оптимального эжектора для конкретных условий работы, т.е. для вакуумного насоса с характеристикой (5.31), необходимо выбрать несколько точек на этой характеристике, по этим данным вычислить значения $П$ и ε, а затем на графике (рис.5.16) определить соответствующие им значения объемных расходов $\frac{Q_2^г}{Q_4^г}$. Так как $Q_4^г$ равно производительности насоса при заданном давлении, это дает возможность найти такое значение давления всасывания насоса $p_{вс}$, при котором $Q_2^г$ имеет наибольшее значение (рис.5.22).

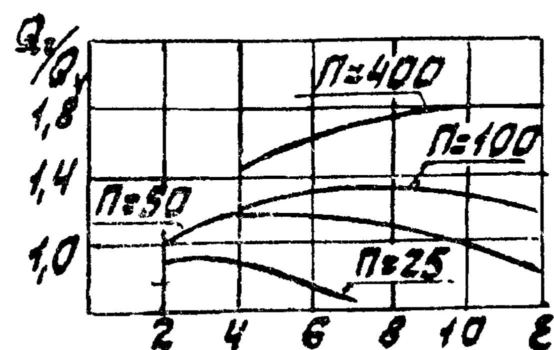


Рис.5.16. Оптимальное соотношение производительности предвключенного эжектора и производительности насоса

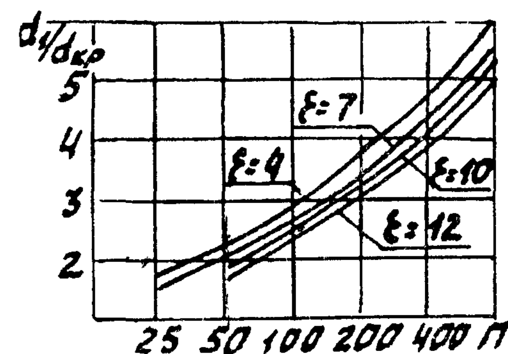


Рис.5.17. Оптимальное соотношение выходного диаметра сопла Лаваля и диаметра критического сечения

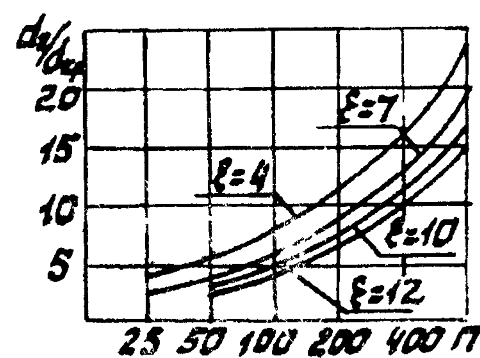


Рис.5.18. Оптимальное соотношение входного диаметра камеры смешения и диаметра критического сечения сопла Лаваля

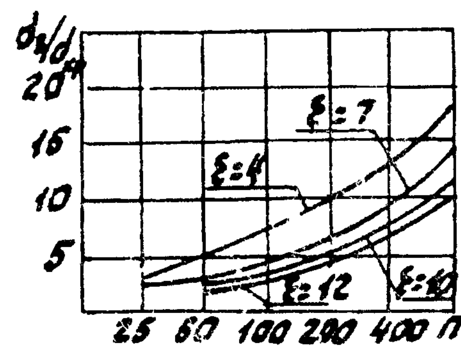


Рис.5.19. Оптимальное соотношение выходного диаметра камеры смешения и диаметра критического сечения сопла Лаваля

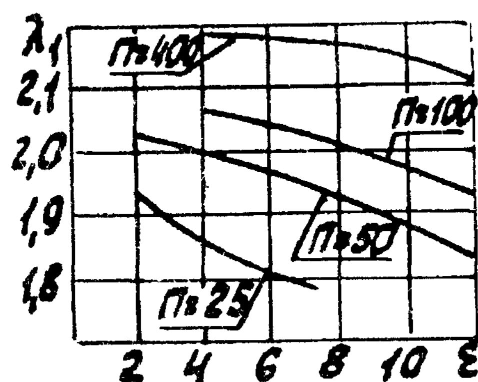


Рис.5.20. Оптимальные значения приведенной скорости газа на выходе из сопла Лаваля

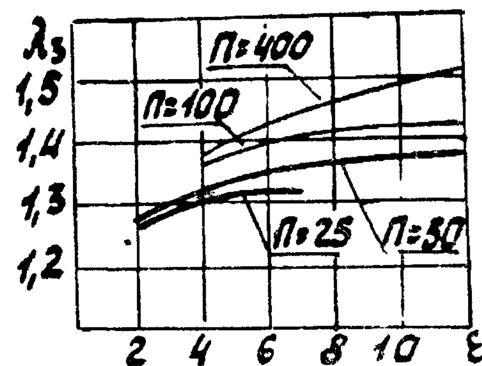


Рис.5.21. Оптимальные значения приведенной скорости газа на выходе из камеры смешения

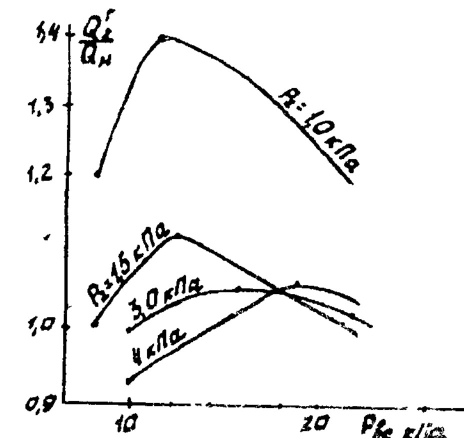


Рис.5.22. Зависимость относительной производительности оптимального эжектора от давления на входе эжектора и давления всасывания вакуумного насоса

Найденные по графику рис. 5.22 оптимальные значения *П* и ε определяют на графиках рис.5.16-5.19 соответствующие значения $\dfrac{Q_2^z}{Q_4^z}$ и *n*. По давлению всасывания насоса ($p_{вс}^*$) находится Q_4^z, затем Q_2^z и по нему массовый расход рабочего газа $\left(M_1 = \dfrac{Q_2 \cdot p_2^*}{nRT_2^*}\right)$, позволяющий определить диаметр критического сопла Лаваля, а также и все остальные размеры эжектора по рис.5.17-5.20. Рассчитанный таким образом эжектор обеспечивает максимальный объемный расход сжимаемого газа. Так, например, для p_2=1,0 кПа оптимальным будет давление всасывания вакуумного насоса $p_{вс}$ = 11кПа, т.е. ε =11. При этом объемная производительность эжектора будет превышать объемную производительность вакуумного насоса в 1,4 раза. Для p_2 = 3,0 кПа оптимальным будет $p_{вс}$ = 15 кПа, т.е. ε = 5 и т.д.

Казалось бы, в оптимальном эжекторе в сопле Лаваля рабочий газ должен расширяться частично, так как при этом потери на трение в сопле Лаваля уменьшаются и окончательное расширение газа до сечения запирания происходит в потоке сжимаемого газа. Однако расчеты показали ошибочность такого предположения.

Как указывалось ранее, различие в скоростях рабочего и сжимаемого газов на входе в камеру смешения приводит к потерям кинетической энергии. Эти потери оказались выше, чем предполагавшийся выигрыш за счет недорасширения газа в сопле Лаваля. Именно поэтому на всех оптимальных режимах работы эжектора приведенная скорость равна единице, а это означает, что на расчетном режиме сечение запирания совпадает с сечением на срезе сопла Лаваля.

5.7 *Характеристика предвключенного эжектора*

Общепринято характеристикой того или иного устройства называть зависимость между его определяющими параметрами. Для эжекторов такой характеристикой обычно является графическая зависимость степени повышения давления сжимаемого газа ε от коэффициента эжекции n и отношения полных давлений рабочего и сжимаемого газов Π. Она рассмотрена в разд. 5.3 (см.рис.5.9). Такая зависимость универсальна, но неудобна для расчетов предвключенных эжекторов.

За характеристику жидкостнокольцевого вакуумного насоса принимается зависимость объемной производительности сжимаемого газа от создаваемого вакуума (давления), а характеристика предвключенного эжектора является непосредственным ее продолжением. Поэтому желательно обе эти характеристики иметь на одном графике, т.е. в виде графической зависимости $Q = f\left(p_2^*\right)$, которая и приведена на рис.5.23. Полное давление рабочего газа в предвключенном эжекторе всегда одинаково (p_1^*=101,3 кПа) и кривая зависимости объемной производительности от давления имеет вид линии ABC.

На рис.5.23 на характеристике ПЭ отмечены характерные точки 1, 2 и 3. Точка 1 соответствует режиму запирания, при котором достигается минимально возможное остаточное давление. Но при этом через сопло Лаваля газ проходит и по массовому расходу этого газа на заректеристике ЖВН определяется точка 1', соответствующая точке 1 на характеристике эжектора. Точка 2 соответствует максимальной объемной производительности ПЭ. Суммарный массовый расход газа через ПЭ определяет на характеристике ЖВН соответственно точку 2'. В точке 3 объемная производительность ПЭ равна объемной производительности ЖВН. На характеристике насоса ей соответствует точка 3'.

Таким образом, при изменении режима работы ПЭ от точки 1 до точки 3 режим работы ЖВН изменяется очень мало: от точки 1' до точки 2'.

Работа вакуумного агрегата ЖВН+ПЭ при давлениях больших, чем в точке 3, нецелесообразна.

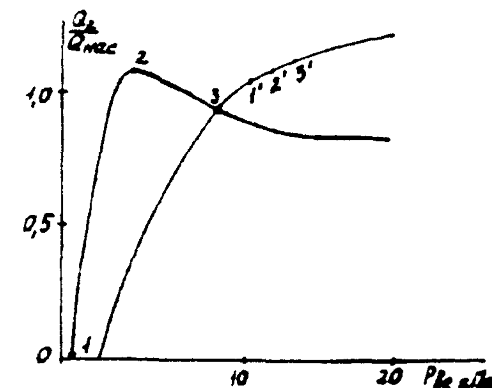


Рис 5.23. Характеристики совместной работы предвключенного газового эжектора и жидкостнокольцевого вакуумного насоса

Для определения характеристики эжектора необходимо решить систему из пяти уравнений : (5.6); (5.9); (5.20); (5.24) и (5.30), в которую входят 13 независимых переменных. Известными принимаются параметры p_1^*, T_1^*, T_2^*, а также геометрические размеры эжектора $d_{кр}$, d_1, d_2 и d_3. Если произвольно задать давление p_2^*, то система уравнений становится полной и дает единственное решение искомое значение объемной производительности сжимаемого газа Q_2. При изменении значения p_2^* меняется значение Q_2 и в результате получается множество точек характеристики эжектора. На параметры , входящие в рассматриваемую систему уравнений, необходимо наложить ограничение$\lambda_2 \le 1$ в сужающемся потоке.

При выводе уравнения (5.20) принято, что приведенная скорость в сечении запирания равна единице, что соответствует критическому режиму работы эжектора. Однако это условие выполняется только при увеличении перепада полных давлений по сравнению с расчетными, т.е. когда

$$\Pi = \frac{p_1^*}{p_2^*} \ge \Pi_{ра}$$

Если же $\Pi > \Pi_{рас}$, то в сечении запирания уменьшаются приведенная скорость рабочего газа λ_1' и площадь поперечного сечения, занимаемая рабочим газом, при этом расход откачиваемого газа должен возрастать. Однако это не подтверждается экспериментами. В сечении запирания приведенная скорость сжимаемого газа меньше единицы, и это сечение перестает быть характерным. Поэтому уравнение (5.20) исключается из системы уравнений, используемой для расчета характеристики эжектора, исключается также и параметр λ_1'. Таким образом, правая ветка характеристики эжектора рассчитывается по системе уравнений

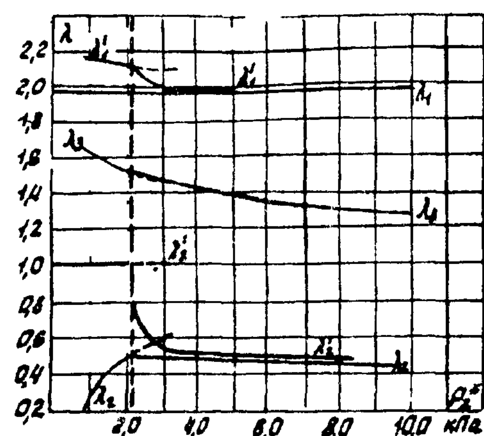


Рис.5.24. Приведенные скорости газа в характерных сечениях эжектора

(5.6), (5.9), (5.24) и (5.30); заданным параметрам газа p_1^*, T_1^*, T_2^* и известным геометрическим размерам эжектора $d_{кр}$, d_1, d_2 и d_3. При произвольно заданном давлении p_2^* система уравнений становится полной и также дает единственное решение.

На рис.5.24 показано изменение характерных параметров эжектора на различных режимах работы. Пунктиром нанесены параметры, которые получаются при расчетах характеристики левой ветви по уравнениям правой части и , наоборот, правой ветви характеристики по уравнениям левой ветви.

Все сказанное выше относится к расчетному определению характеристики предвключенного эжектора. При экспериментальном определении характеристики предвключенного эжектора, работающего совместно с ЖВН, необходимо для каждого режима работы эжектора находить соответствующий режим работы ЖВН. Это может быть сделано в том случае, когда одновременно замеряется давление на входе в предвключенный эжектор и на входе в ЖВН. Если в эксперименте производился замер давления только перед ПЭ, то соответствующий режим работы ЖВН должен быть определен аналитически.

5.8. Технико-экономические параметры жидкостнокольцевых машин с предвключенными эжекторами зарубежных фирм

Насколько нам известно, в последние годы, по крайней мере, 10 фирм Германии, США, Франции, Англии и Японии выпускают ЖВН с предвключенными эжекторами, причем все они одноступенчатые. Анализ их параметров показывает, что степень повышения давления эжектора равна 3-5, а давление всасывания ЖВН при работе с эжектором составляет примерно 10кПа. Для сравнения характеристик машин различных фирм нами условно принято, что на номинальном режиме работы давление всасывания равно 2,66 кПа. Наиболее важным показателем ЖВН с предвключенным эжектором является относительная производительность - отношение производительности эжектора на номинальном режиме к производительности ЖВН при давлении на выходе из эжектора (условно это давление принято равным 10кПа). В дальнейшем ЖВН с ПЭ именуются вакуумными агрегатами.

Фирма "Siemens" выпускает вакуумные агрегаты на базе одноступенчатых ЖВН. Параметры агрегатов приведены для условий всасывания при атмосферном давлении окружающей среды 760 мм рт.ст., температуре окружающего и рабочего воздуха 20°C и температуре рабочей воды 15°C. Действительные параметры могут отличаться от номинальных по производительности и потребляемой мощности на +10% у машин производительностью до 50 м^3/мин и на +5% у машин большей производительности. Параметры агрегатов приведены в табл.5.2.

При температуре рабочей воды 25°C производительность при давлении всасывания 2,66 кПа снижается на 20%, а при 30°C - на 40%. При дальнейшем повышении температуры воды, подаваемой в насос, производительность резко снижается. На рис.5.25 даны характеристики некоторых выпускаемых фирмой агрегатов. Пологий характер кривых говорит о том, что геометрия эжекторов неоптимальна.

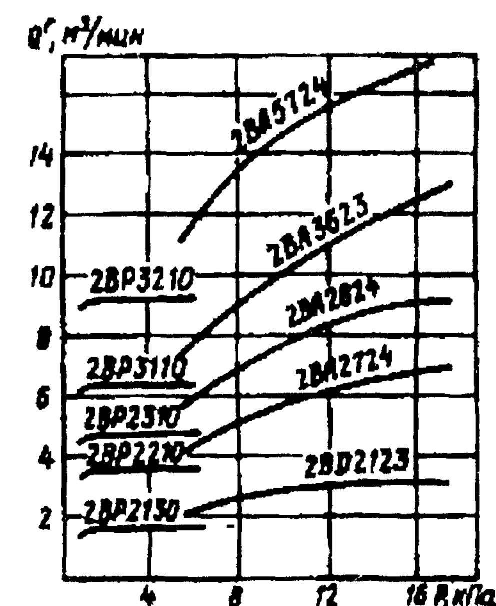


Рис.5.25. Характеристики вакуумных агрегатов фирмы "Siemens"

Фирма "Siemens" выпускает ЖВН, работающие при различных частотах вращения рабочего колеса. С увеличением частоты вращения их производительность возрастает. Фирма сообщает о возможности перевода электродвигателей с частоты электрического тока 50 Гц на частоту 60 Гц, что приводит к увеличению частоты вращения и к возрастанию производительности насоса на 15-20%, но производительность агрегатов с эжекторами при этом не увеличивается.

Отношение полных давлений рабочего и откачиваемого газов в эжекторах составляет 20-80. При таких перепадах давлений эжекторы работают на критических и околокритических режимах. При этом уменьшение давления за эжектором не влияет на его производительность. Увеличение производительности ЖВН приводит только к снижению давления за эжектором. Таким образом, увеличение частоты вращения рабочего колеса ЖВН за счет применения клиноременной передачи, редуктора или другим путем не приводит к увеличению производительности ваку-

умного агрегата. Однако уменьшение частоты вращения и снижение производительности ЖВН приведет к повышению давления за эжектором, переходу его на докритический режим работы и к соответствующему уменьшению производительности, что и происходит, например, при увеличении температуры воды, подаваемой в ЖВН.

Таблица 5.2

Типоразмер агрегата	Частота вращения ротора, об/мин	Давление всасывания 2,66 кПа: Производительность, м³/мин	Давление всасывания 2,66 кПа: Относительная производительность	Мощность электродвигателя, кВт	Удельный расход воды, л/м³	Масса эжектора, кг
2 BV 1020 +2 BP 1000	2950	0,2	0,30	1,85	8,7	2
2 BV 1320 +2 BP 1300	2950	0,5	0,50	2,10	3,7	3
2 BV 1720 +2 BP 1700	2950	0,9	0,50	3,80	4,7	4
2 BD 2023 +2 BP 2030	1435	1,1	0,55	4,00	8,6	10
2 BD 2123 +2 BP 2130	1435	1,7	0,62	5,50	6,7	10
2 BA 2724 +2 BP 2210	1460	3,7	0,63	11,00	6,7	32
2 BA 2824 +2 BP 2310	1460	4,8	0,62	15,00	6,2	35
2 BA 2633 +2 BP 3110	975	6,6	0,65	18,50	5,1	55
2 BA 3724 +2 BP 3210	980	9,3	0,62	30,00	4,5	64
2 BA 3824 +2 BP 3310	980	13,1	0,65	37,00	3,8	72
2 BA 5324 +2 BP 5310	730	15,6	0,595	5,00	4,3	118
2 BA 5524 +2 BP 5510	730	23,1	0,63	75,00	3,6	120
2 BA 6624 +2 BP 6610	590	31,3	0,6	75,00	3,7	210
2 BA 213	1450	2,25	0,72	6,50	8,9	-
2 BA 223	1450	3,23	0,72	10,50	7,7	-
2 BA 233	1450	4,40	0,72	13,00	6,8	-
2 BA 313	970	6,00	0,72	16,00	5,6	-
2 BA 323	970	8,75	0,73	25,00	4,8	-
2 BA 333	970	12,10	0,73	32,00	4,1	-
2 BA 723	500	40,00	0,76	93,00	4,2	-
2 BA 763	420	56,70	0,76	130,00	4,1	-
2 BA 823	360	78,30	0,76	225.00	5,3	-
2 BA 923	290	123,30	0,76	280,00	4,2	-
2 BA 963	255	158,30	0,76	355,00	4,1	-

Эжекторы агрегатов фирмы "Siemens" просты по конструкции. За камерой смешения конической формы следует цилиндрический участок, который переходит в диффузор. В качестве сопла рабочего газа применяется коническое сопло Лаваля. Выходная кромка сопла Лаваля находится в плоскости входного сечения камеры смешения.

На рис.5.26 приведены три модификации эжекторов, применяемые с ЖВН различных типов. Эжектор (рис.5.26а) для насосов типа 2BV представляет собой толстостенную трубу, в которой расточены камера смешения и диффузор. Приемная камера выполнена заодно с корпусом. Сопло для подачи рабочего газа крепится в верхней части корпуса концентрично камере смешения. Откачиваемый газ подводится через боковой штуцер. Эжектор к насосу и трубопроводам крепится на резьбе. Конструкция эжектора (рис.5.26б) для насосов типа 2BD отличается от предыдущего размерами, а также тем, что приемная камера выполнена отдельно от корпуса. Эжектор со всасывающим патрубком

насоса и трубопроводами соединяется на фланцах. Эжекторы (рис.5.26в) для насосов серии 2ВА с целью уменьшения длины выполнены в виде двух параллельных ступеней, заключенных в общий корпус. В зависимости от вида перекачиваемого газа эжекторы могут быть изготовлены из серого чугуна, бронзы и нержавеющей стали.

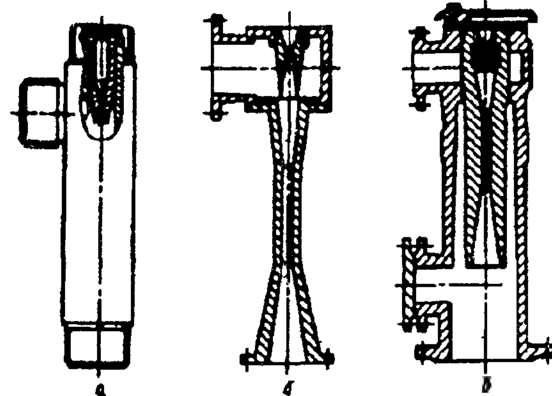


Рис.5.26. Конструкции эжекторов для различных ЖВН фирмы "Siemens"

Фирма "Wedag" также выпускает только одноступенчатые ЖВН. Вакуумные агрегаты серии LHG фирмы состоят из ЖВН серии LH и воздушного эжектора. Агрегаты серии LHG изготавливаются 14 типоразмеров на давление всасывания от 1 до 3.3 кПа. Параметры вакуумных агрегатов фирмы "Wedag" приведены в табл.5.3.

Таблица 5.3

Типоразмер агрегата	Давление всасывания 2,66 кПа			Удельный расход воды, л/м³	Длина эжектора, мм
	Производительность, м³/мин	Относительная производительность	Удельная мощность, кВт мин/м³		
LHG 106	1,5	0,76	1,90	10,0	590
LHG 108	2,0	0,73	1,90	7,5	590
LHG 111	3,0	0,81	1,90	8,3	590
LHG 112	4,0	0,74	1,90	6,3	590
LHG 114	7,8	0,83	1,90	4,2	735
LHG 115	10,0	0,82	1,95	4,5	735
LHG 116	12,0	0,73	2,00	4,2	735
LHG 117	14,2	0,65	2,20	4,9	950
LHG 118	20,0	0,73	1,90	4,5	950
LHG 119	25,0	0,75	1,90	4,0	950
LHG 129	30.0	0,72	1,70	3,8	1050
LHG 132	36,0	0,71	1,80	3,7	1050
LHG 133	52,5	0,72	2,20	4,8	1050
LHG 134	61,7	0,72	2,40	4,9	1050

Эжекторы вакуумных агрегатов фирмы "Wedag" при прочих равных условиях имеют производительность на 5-10% больше, чем у эжекторов фирмы "Siemens". Показатель удельной мощности вакуумных агрегатов фирмы "Wedag" на 15-20% лучше, чем у агрегатов фирмы "Siemens". Удельный расход воды у них примерно одинаков. Вакуумные агрегаты фирмы "Wedag" имеют во всем диапазоне производительности близкие удельные параметры, что свидетельствует о хорошей конструктивной и экспериментальной отработке. Потребляемая мощность агрегатов во всем диапазоне всасывания остается практически неизменной. Следовательно, давление за эжектором меняется незначительно и режим работы ЖВН практически постоянен.

Характеристики некоторых вакуумных агрегатов фирмы "Wedag" приведены на рис.5.27. На характеристиках вакуумных агрегатов малой и средней производительности в диапазоне давлений всасывания 1,73-2,66 кПа имеется неявно выраженный максимум, что говорит о близости этих характеристик к оптимальным. У агрегатов большой производительности такого оптимума нет. По утверждению фирмы "Wedag", действительные параметры ЖВН отличаются от от номинальных на 10-15%. Такой допуск на основные параметры является очень большим и превышает аналогичный допуск для ЖВН фирмы "Siemens" в 1,5 - 2 раза.

Эжекторы фирмы по конструкции мало отличаются от эжекторов фирмы "Siemens", предназначенных для насосов типа 2BV. Камера смешения и диффузор эжектора выполнены как одно целое. Литая приемная камера имеет сферическую форму, в ней концентрично с камерой смешения устанавливается сопло Лаваля. Между диффузором и всасывающим патрубком ЖВН устанавливаются обратный клапан и тройник для подсоединения байпаса.

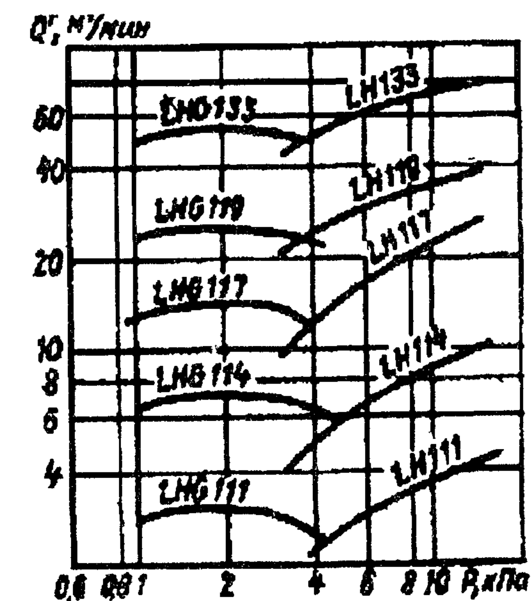


Рис.5.27. Характеристики вакуумных агрегатов фирмы "Wedag"

Фирма "Sihi" устанавливает предвключенные эжекторы только на двухступенчатые ЖВН, которые стабильно работают до давления всасывания 4-4.5 кПа. Вакуумные агрегаты на базе насосов серии LOH работают с эжекторами серии GOV, а на базе насосов серии LPH - с эжекторами серии GPV. Диапазон рабочих

давлений эжекторов смещен в область более низких давлений, и вакуумные агрегаты фирмы "Sihi" работают до давлений всасывания 0.8-1.3 кПа. Агрегат на базе ЖВН LPH 5620 с эжектором GPV 5112 единственный из всех выпускаемых за рубежом, который обеспечивает стабильную работу при давлении всасывания 0,4 кПа. Параметры вакуумных агрегатов фирмы приведены в табл.5.4, из которой следует, что удельные параметры вакуумных агрегатов фирмы "Sihi" почти в 2 раза хуже, чем у агрегатов фирм "Siemens" и "Wedag", что, по нашему мнению, является следствием применения в качестве базовых двухступенчатых ЖВН. Фирма "Sihi", как и фирма "Siemens", оговаривает возможность отклонения параметров вакуумных агрегатов в пределах 10%. Эта фирма является единственной, которая заменяет один воздушный эжектор на другой в зависимости от температуры подводимой воды.

Таблица 5.4

Типоразмер насоса	Типоразмер эжектора	Давление всасывания 2,66 кПа			Удельный расход воды, л/м³	Длина эжектора, мм	Масса эжектора, кг
		Производительность, м³/мин	Относительная производительность	Удельная мощность, кВт·мин/м³			
LOH 25007	3211	0,23	0,37	7,4	18,8	230	3,5
LOH 25309	3212	0,45	0,56	4,9	16,7	230	3,5
LPH 3704	4013	0,45	0,56	6,7	25,9	315	10,0
LPH 3708	4011	1,10	0,67	3,4	12,1	413	11,0
LPH 4616	4012	2,00	0,67	2,9	11,7	553	17,0
LPH 5612	5011	2,90	0,67	3,2	11,0	653	22,0
LPH 5620	5012	4,50	0,67	2,8	10,0	714	25,0
LPH 5620	5112	4,75*	-	-	9,5	714	25,0

* - при давлении всасывания 0,8 кПа.

Фирма "Sihi" изготавливает вакуумные моноблочные насосные установки серии PL, состоящие из двухступенчатых ЖВН, смонтированных вместе с электродвигателем на раме, которая одновременно является влагоотделителем. Такие же установки с предвключенным воздушным эжектором имеют серию PLG. Эжектор может располагаться горизонтально или вертикально в зависимости от требований компоновки. Подключение вакуумного агрегата к откачиваемому объему производится через компенсатор, к которому присоединяется шаровой обратный клапан. Технические данные моноблочных вакуумных агрегатов серии PLG приведены в табл.5.5 (в скобках указаны типы эжекторов, которые устанавливаются в вакуумных агрегатах при температуре подводимой воды 30°С), а их характеристики - на рис.5.28.

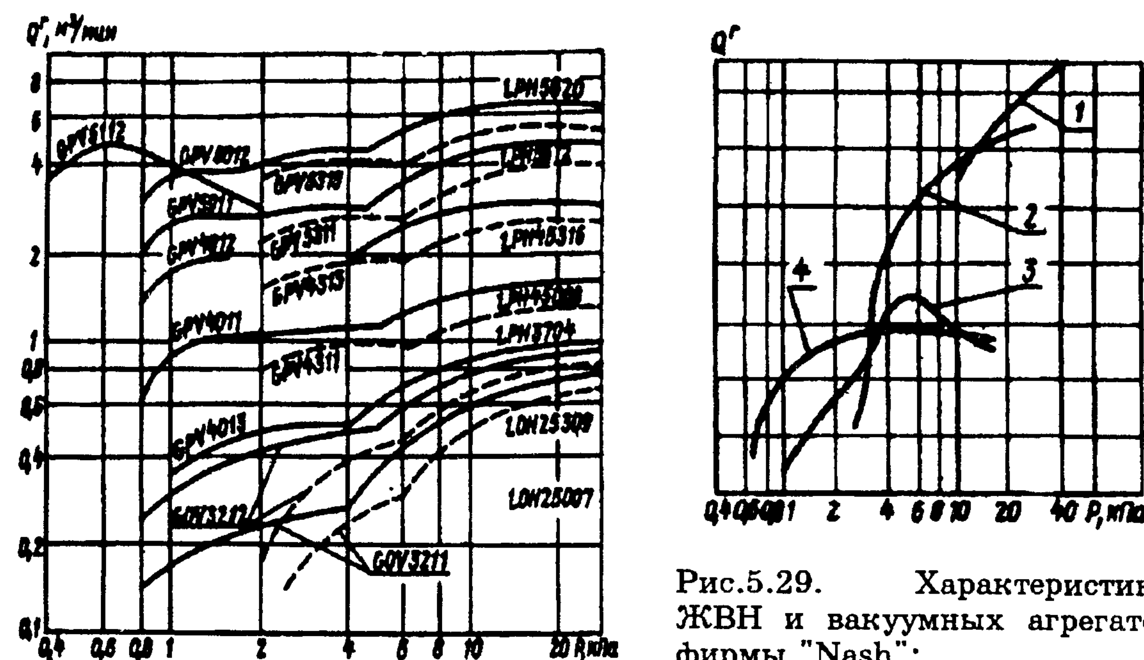


Рис.5.28. Характеристики вакуумных агрегатов фирмы "Sihi":

—— при охлаждающей воде 15°С;
- - - - при охлаждающей воде 30°С .

Рис.5.29. Характеристики ЖВН и вакуумных агрегатов фирмы "Nash":

1 - одноступенчатый ЖВН;
2 - двухступенчатый ЖВН;
3 - одноступенчатый ЖВН с воздушным эжектором;
4 - двухступенчатый ЖВН с воздушным эжектором

У вакуумных агрегатов PLG 25007 и PLG 25309 при давлении всасывания 2 кПа повышение температуры подводимой воды с 15 до 30°С приводит к снижению производительности на 50-60%. Замена эжектора на специально спроектированный для этих условий эксплуатации уменьшает потери до 15-20%.

Конструктивно воздушные эжекторы фирмы "Sihi" аналогичны эжекторам фирмы "Siemens" для ЖВН типа 2BV. Эжекторы выпускаются в трех исполнениях: А, В и С и отличаются друг от друга линейными размерами и размерами присоединительных фланцев. Кроме того, эжекторы типа С применяются при откачке высокотоксичных газов. В качестве рабочего в этом случае используется инертный газ или газ, отбираемый из нагнетательной полости ЖВН. В зависимости от вида перекачиваемого газа фирма "Sihi" изготовляет эжекторы из чугуна, нержавеющей стали, бронзы и эбонита.

Таблица 5.5

Типоразмер агрегата	Типоразмер насоса	Типоразмер эжектора	Установочная мощность кВт	Габаритные размеры (длина·ширина·высота), мм	Масса, кг
PLG 25007	LOH 25007	GOV 3211	1,5	785·395·560	89
PLG 25309	LOH 25309	GOV 3212	2,2	785·395·560	100
PLG 45008	LPH 45008	GPV 4011 (GPV 4311)	4,0	1140·530·680	217
PLG 45311	LPH 45311	GPV 4312	4,0	1145·530·680	232
PLG 45316	LPH 45316	GPV 4012 (GPV 4313)	5,5	1175·530·680	250
PLG 5612	LPH 5612	GPV 5011 (GPV 5311)	11,0	1610·680·850	453
PLG 5616	LPH 5616	GPV 5312	11,0	1650·680·850	-
PLG 5620	LPH 5620	GPV 5612 (GPV 5313)	15,0	1720·680·850	496

Фирма "Nash" производит вакуумные агрегаты на базе одноступенчатых ЖВН простого действия серии CL...3 и на базе двухступенчатых ЖВН серии TS. Технические параметры некоторых агрегатов приведены в табл.5.6, а на рис.5.29 дано соотношение параметров одно- и двухступенчатых ЖВН, выпускаемых фирмой, а также вакуумных агрегатов на их базе. Видно, что по мере падения давления всасывания ниже 10 кПа производительность агрегатов резко падает. Это предопределяет большое влияние условий эксплуатации на характеристики вакуумного агрегата, в частности, при увеличении температуры подводимой воды резко падает производительность.

Производительность эжекторов по сравнению с базовыми ЖВН невелика. Относительная производительность составляет 0.5-0.6. Удельная мощность вакуумных агрегатов находится в диапазоне 3-4 (кВт·мин/м^3), что в 1.5-2 раза выше, чем у агрегатов фирмы "Siemens". Удельный расход воды равен 7.5-8 л/мин. Фирма "Nash" оговаривает максимально возможное, по сравнению с другими фирмами, отклонение действительных параметров вакуумных агрегатов от номинальных.

Таблица 5.6

Типоразмер насоса	Частота вращения, об/мин	Объемная производительность агрегата (м^3/мин) при различном давлении всасывания,			Мощность электродвигателя, кВт
		2,66 кПа	4,0 кПа	5,05 кПа	
CL 203	1750	2,0	2,4	2,5	5,6
CL 403	1170	4,5	5,0	4,9	15,0
CL 703	890	6,8	8,1	7,9	22,0
CL 1003	690	11,1	12,8	13,5	50,0
CL 2003	580	15,6	23,5	28,7	125,0

По конструкции эжекторы фирмы "Nash" аналогичны эжекторам фирмы "Siemens" для ЖВН типа 2BV. В литой приемной камере сферической формы устанавливается сопло Лаваля, имеющее по месту посадки два уплотняющих кольца. Во всасывающем патрубке приемной камеры установлена фильтрующая сетка. Вход в камеру смешения выполнен скругленным и находится на некотором расстоянии от края выходного отверстия сопла Лаваля. Камера смешения конической формы переходит в цилиндрический участок, а затем в диффузор. Эжектор устанавливается горизонтально и крепится к всасывающему патрубку ЖВН на резьбе или на фланцах.

Фирма "Nash" выпускает также вакуумные агрегаты, состоящие из ЖВН и парового эжектора. По данным фирмы, замена пароструйного насоса на такой агрегат на одном из нефтеперерабатывающих заводов позволила получить экономию в 438 тыс. долларов.

Фирма "Pepvac" на базе двухступенчатых ЖВН разработала 9 типоразмеров вакуумных агрегатов на рабочее давление 1,3-4 кПа. Параметры этих агрегатов при давлении всасывания 2,66 кПа приведены в табл.5.7.

В зависимости от режима работы степень повышения давления в эжекторах изменяется в диапазоне 3,5-6 , а коэффициент эжекции - в диапазоне 0,03-0,37. Относительная производительность вакуумных агрегатов фирмы "Pepvac" примерно такая же, как у агрегатов фирмы "Sihi" , а по удельной мощности и удельному расходу воды они на 20-25% ниже.

Эжекторы фирмы "Pepvac" состоят из приемной камеры и цилиндрической трубы, соединенных между собой по резьбе. В цилиндрической трубе выполнены коническая камера смешения и диффузор. Вакуумный агрегат FV 7240 имеет два параллельно установленных эжектора. Фирма выпускает также вакуумные

агрегаты с паровыми эжекторами. Предельный вакуум агрегата с одноступенчатым паровым эжектором равен 0,66 кПа, с двухступенчатым - 0,13 кПа. При необходимости вакуумный агрегат комплектуется малогабаритным холодильником для промежуточной конденсации водяных паров и отвода лишней воды.

Таблица 5.7

Типоразмер агрегата	Давление всасывания 2,66 кПа			
	Производительность, м³/мин	Относительная производительность	Удельная мощность, $\frac{кВт \cdot мин}{м^3}$	Удельный расход воды, л/м³
FV 2204 + j1	0,20	0,40	5,2	23,0
FV 2304 + j2	0,45	0,57	5,0	22,2
FV 3208 + j3	1,10	0,70	2,5	10,7
FV 4216 + j4	2,00	0,70	2,1	13,3
FV 5212 + j5	2,90	0,68	2,5	10,3
FV 5220 + j6	4,60	0,68	2,1	8,7
FV 6224 + j7	5,80	0,58	3,4	13,7
FV 7220 + j8	9.20	0,67	2,4	9,8
FV 7240+2·j7	12,20	0,48	2,8	10,6

Фирма "Hick Hargreaves" на базе двухступенчатых ЖВН разработала 12 типоразмеров вакуумных агрегатов на рабочее давление 1,33-5,2 кПа. Их параметры для давления всасывания 2,66 кПа приведены в табл.5.8.

Фирма "Hick Hargreaves" выпускает вакуумные агрегаты с паровым эжектором на базе тех же ЖВН. Как видно на рис.5.30, применение парового эжектора позволяет при давлении всасываемого газа 2,66 кПа увеличить производительность вакуумного агрегата в 4-5 раз.

Фирма "Baudot Hardoll" на базе одноступенчатых ЖВН разработала 9 типоразмеров вакуумных агрегатов на рабочее давление 0,5-3,0 кПа. Параметры этих вакуумных агрегатов при давлении всасывания 2,66 кПа приведены в табл.5.9, а характеристики - на рис.5.31. Диапазон рабочих давлений у вакуумных насосов этой фирмы значительно шире, чем у агрегатов фирмы "Pepvac". Предельное остаточное давление составляет 0,13 Кпа. По удельным параметрам вакуумные агрегаты фирмы "Baudot Hardoll" находятся на уровне параметров агрегатов фирмы "Pepvac". Фирма оговаривает возможное отклонение параметров от номинальных в пределах 10%.

Таблица 5.8

Типоразмер агрегата	Производительность, м³/мин	Относительная производительность	Удельная мощность, $\frac{кВт\ мин}{м^3}$	Удельный расход воды, л/м³	Производительность парового эжектора, м³/мин
L 5708	2,3	0,73	2,3	10,9	11,1
L 5612	3,7	0,76	1,9	8,0	15,3
L 5616	4,8	0,81	1,6	6,9	18,2
L 5620	5,7	0,80	1,9	7,0	21,2
L 6616	6,7	0,78	2,2	7,2	27,7
L 6624	8,4	0,72	2,3	6,6	38,0
L 7620	12,1	0,85	1,8	5,6	52,5
L 7630	16,3	0,77	1,8	5,4	68,1
L 7640	21,8	0,81	1,5	4,5	82,2
L 8635	27,8	0,82	1,7	5,0	99,3
L 8645	35,5	0,83	1,6	6,1	127,7
L 8665	44,5	0,85	1,5	6,1	170,2

Таблица 5.9

Типоразмер агрегата	Производительность, м³/мин	Относительная производительность	Удельная мощность, $\frac{кВт \cdot мин}{м^3}$	Удельный расход воды, л/м³
18 RC11+E7 D06	0,5	0,56	4,5	20,0
18 RC12+E7 E04	1,0	0,58	2,8	11,5
18 RC13+E7 F03	1,3	0,58	2,7	10,5
23 RC12+E7 F04	2,0	0,59	2,7	12,5
23 RC13+E7 G03	2,8	0,61	2,5	10,5
23 RC14+E7 G10	3,3	0,62	2,6	10,5
23 RC15+E7 H13	3,6	0,59	2,9	11,0
28 RC14+E7 H14	4,2	0,60	3,5	14,5
28 RC16+E7 j03	5,6	0,60	3,4	14,2

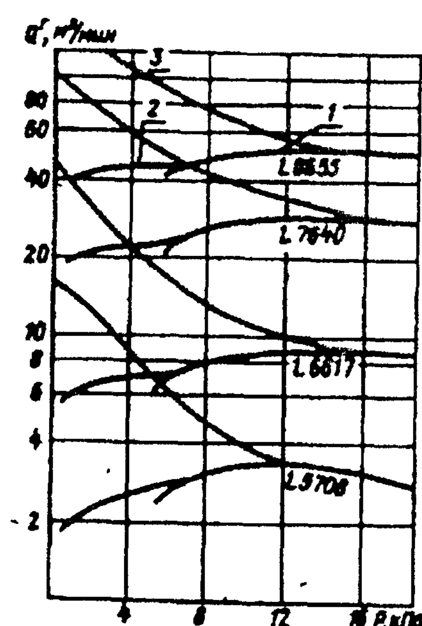


Рис.5.30. Характеристики вакуумных агрегатов фирмы "Hick Hargreaves":

1 - двухступенчатый ЖВН;
2 - двухступенчатый ЖВН с воздушным эжектором;
3 - двухступенчатый ЖВН с паравым эжектором

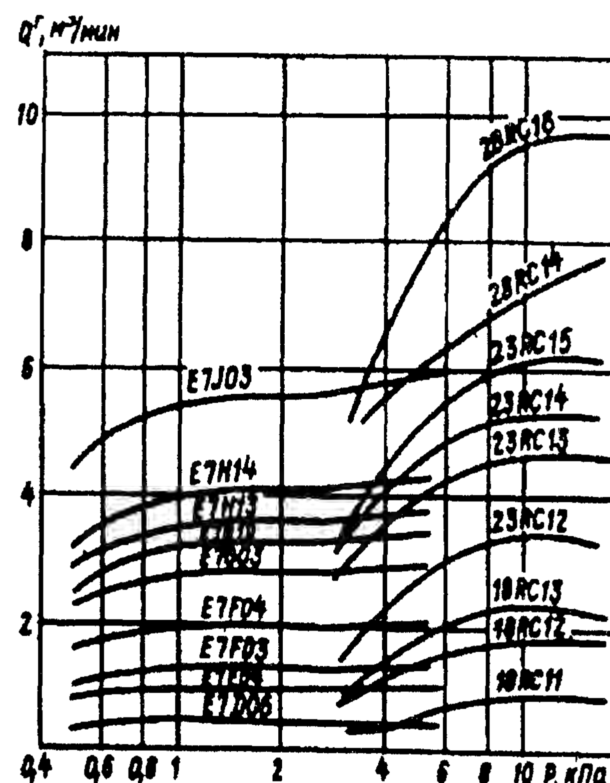


Рис.5.31. Характеристики вакуумных агрегатов фирмы "Baudot Hardoll"

Эжекторы фирмы "Baudot Hardoll" по сравнению с другими более трудоемки в изготовлении. Приемная камера выполняется отдельно и крепится к корпусу эжектора фланцевым соединением. Сопло Лаваля находится на некотором расстоянии от камеры смешения. Корпус представляет собой цилиндрическую трубу, в которую вставляются камера смешения и диффузор эжектора, выполненные как одно целое. Над приемной камерой устанавливается фильтр.

Фирма "Neyrpic" разработала на базе одноступенчатых ЖВН вакуумные агрегаты с паровыми эжекторами. Их параметры приведены в табл.5.10.

Фирма "Awamura" разработала на базе ЖВН с радиальным газораспределением 10 типоразмеров вакуумных агрегатов на рабочее давление 2,5-5,5 кПа с предельным остаточным давлением 1,6 кПа. Параметры этих агрегатов для давления всасывания 2,66 кПа приведены в табл.5.11. Фирма производит также 14 типоразмеров ЖВН с осевым газораспределением серии *Sonit* производительностью от 2,7 до 265 м³/мин и рабочим давлением до 8 кПа. На рис.5.32 представлены параметры вакуумного агрегата на базе ЖВН 100 *Sonit* с двухступенчатым воздушным эжектором. Фирма является единственной известной нам зарубежной фирмой, которая разработала такой агрегат.

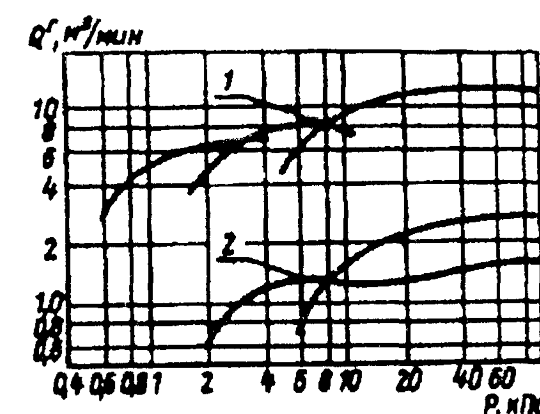


Рис.5.32. Характеристики вакуумных агрегатов фирмы "Awamura" (тип Sonit):

1 - 100 Sonit - V+80 AAE+65 AAE;
2 - 40 Sonit - V+32 AAE

Таблица 5.10

Типоразмер агрегата	Параметры 1 ступени при давлении 0.66 кПа			Расход пара в 1 ступени, кг/ч	Параметры 2 ступени при давлении 0.266 кПа			Расход пара во 2 ступени, кг/ч	Уд. расход воды 2-х ступенчатого эжектора, л/м³
	Производитель ность, м³/мин	Относительная производительность	Удельная мощность, кВт·мин/м³		Производитель ность, м³/мин	Относительная производительность	Удельная мощность кВт·мин/м³		
EP-2	10	4,8	0,38	55	22	10,5	0,17	65	9,3
EP-4	25	7,6	0,25	120	55	16,7	0,11	140	7,5
EP-6	60	-	-	280	130	-	-	330	7,4

Таблица 5.11

Типоразмер агрегата	Производительность, м³/мин	Относительная производительность	Удельный расход воды, л/м³	Мощность электродвигателя, кВт
E 035 - VK 040	0,76	0,64	39,2	5,5
E 040 - VK 050	1,07	0,63	37,6	7,5
E 050 - VK 070	1,60	0,61	31,3	11,0
E 070 - VK 080	2,30	0,61	25,8	15,0
E 080 - VK 100	3,60	0,57	25,1	22,0
E 100-5 - VK 130	4,80	0,57	25,0	30,0
E 100-6 - VK 160	6,10	0,56	24,8	37,0
E 130 - VK 180	9,00	0,55	22,3	55,0
E 160 - VK 200	12,30	0,56	26,0	75,0
E 180 - VK 260	16,80	0,57	22,6	100,0

Проведенный анализ параметров ЖВН зарубежных фирм с предвключенными воздушными эжекторами позволяет сделать следующие выводы.

1. Многие зарубежные фирмы, специализирующиеся на производстве жидкостнокольцевых вакуумных насосов, выпускают также предвключенные воздушные эжекторы, но их технический уровень невысок.

2. Наиболее целесообразно использовать в качестве базовых одноступенчатые ЖВН. Применение двухступенчатых ЖВН приведет к возрастанию удельной мощности в 1,5 - 2 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика.- М: Наука, 1991. - Ч.1 - 597с., Ч.2 - 301с.

2. Автономова И.В. Об определении коэффициента подачи вакуум-насосов и компрессоров с жидкостным кольцом // Исследования в области компрессорных машин.- Киев: Будивельник, 1970.- С.286-292.

3. Агарев Б.М., Медовар Л.Е., Тимохин А.А. Электронные индикаторы давления с малогабаритными пьезокерамическими датчиками // Холодильная техника.- 1967.- N 7.- С.55-58.

4. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления.- М.: Недра, 1970.- 216с.

5. Апанасенко Э.Е., Лисичкин В.Е., Ломов А.И. Исследование РЖКМ при работе на уплотняющих жидкостях различной плотности //Гидрогазодинамика, компрессоры и насосы химических производств. М.: Машиностроение.- 1973.- С.41-49.

6. Апанасенко Э.Е., Лисичкин В.Е., Мамушкин Б.Н. Исследование РЖКМ при работе на уплотняющих жидкостях различной вязкости //Там же, - С.49-58.

7. Ашуров Ш.М., Лисичкин В.Е. Исследование работы ротационной жидкостной компрессорной машины, используемой в качестве химического реактора // Компрессорное и холодильное машиностроение, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ.- 1971.- N3. - С.6-7.

8. Бретшнайдер С. Свойства газов и жидкостей. - М-Л.: Химия, 1978.- 535с.

9. Вакуумная техника: Справочник /Е.С.Фролов, В.Е.Минайчев, А.Т.Александрова и др.; Под общ. ред. Е.С.Фролова, В.Е.Минайчева.- М.: Машиностроение, 1992.- 480с.

10. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.- М.: Наука, 1972. - 720с.

11. Васильев В.И., Абалаков О.Б. Результаты индицирования роторного вакуум-насоса с частичным внутренним сжатием // Известия вузов, Сер.Машиностроение.- 1966.- N12.- С.77-81.

12. Васильев Ю.Н. Теория сверхзвукового эжектора с цилиндрической камерой смешения / Лопаточные машины и струйные аппараты.- М.: Машиностроение, 1967.- Вып.2.- С.171-234.

13. Влияние расположения входной и выходной кромок нагнетательного окна на параметры жидкостнокольцевой машины / В.Ф.Леонтьев, В.А.Лобашов,Э.Б.Мац и др.: Тр. КХТИ.- Казань: КХТИ, 1971.- Вып.49.- С.90-95.

14. Влияние температурного режима работы водокольцевого вакуумного насоса на параметры воздушного эжектора / М.В.Демченко, В.П.Галич, В.А.Пирогов и др. //Технология легких сплавов.- 1984.- N2.- С.47-51.

15. Внедрение вакуумной системы на базе водокольцевых насосов в производство слитков титана / Ю.М.Прилуцких, И.А.Райзман, А.Д.Чучурюкин и др. // Технология легких сплавов.- 1982. N11-12.- С.37-41.

16. Галич В.П., Рейцман Л.Г., Райзман И.А. Определение формы свободной поверхности жидкости в ячейке жидкостнокольцевой машины / КХТИ. Казань,1977. Деп. в ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ 24.06.77, N 3461.

17. Галич В.П., Ставнистый В.Ф., Райзман И.А. Установка для исследования рабочего процесса водокольцевой машины: Тр. КХТИ.- Казань: КХТИ, 1975.- Вып.55.- С.73-78.

18. Головинцов А.Г., Румянцев В.А. и др. Ротационные компрессоры.- М.: Машиностроение, 1964. - С.148-196.

19. Дейч М.Е., Зырянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. - М.: Энергия, 1970.- 384с.

20. Довгалев В.А. Методы термодинамики тела переменной массы применительно к расчетам рабочего процесса ротационных компрессоров / Исследования в области компрессорных машин.- Казань: Таткнигоиздат, 1974.- С.357-362.

21. Довин Б.М., Бойко В.Ф. Исследование движения жидкости в зазоре между неподвижной стенкой и вращающимся диском: Тр. МИИЖТ.- М.: Изд-во МИИЖТ, 1973.- Вып.421.

22. Захаренко С.Е. Экспериментальное исследование перетечек газа через щели: Тр. ЛПИ.- Л.: Машгиз, 1953.- N2.- С.161-170.

23. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.- М.: Машиностроение, 1992.- 671с.

24. Кляусс И.П., Лисичкин В.Б. Индицирование ротационных жидкостных компрессорных машин / Гидродинамика, компрессоры и насосы химических производств.- М.: Машиностроение, 1973. - С.63-69.

25. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика. Ч.1.- М.: Физматгиз, 1963.- 583с.

26. Куплянский В.М. Новое пневматическое устройство для тарировки датчиков малых давлений непосредственно на двигателе //Энергомашиностроение, 1962.- N6.- С.36-37.

27. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче.- М-Л.: Госэнергоиздат, 1958.- 414с.

28. Лаврентьев В.И., Пель В.Г. Скоростная киносъемка камерой СКС-1.- М.: Искусство, 1963.- 222с.

29. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа.- М.: Наука, 1987. - 840с.

30. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы.- М-Л.: Машиностроение, 1966. - 364с.

31. Лукоянов В.Ф., Лукьянова А.И., Райзман И.А. Определение перетечек газа через торцевые зазоры жидкостнокольцевых вакуум-насосов // Вакуумная техника. - Казань: Таткнигоиздат, 1970.- Вып.2.- С.31-37.

32. Лукьянова А.И., Райзман И.А. Влияние формы окон на характеристики жидкостнокольцевой машины: Тр. КХТИ.- Казань: Изд-во КХТИ, 1973.- Вып.51.- С.141-148.

33. Лукьянова А.И., Райзман И.А. Расчет усилий, действующих на ротор жидкостнокольцевой машины // Компрессорное и холодильное машиностроение, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ.- 1973.- N4.

34. Мамонтов М.А. Вопросы термодинамики тела переменной массы.- М.: Оборонгиз, 1961.- С.9-54.

35. Мамонтов М.А. Основы термодинамики тела переменной массы.- Тула: Приокское кн. изд-во, 1970.- 87с.

36. Мац Э.Б., Райзман И.А. Математическая модель для гидродинамического расчета движения жидкости в жидкостнокольцевой машине // Физика и техника вакуума.- Казань: Изд-во КГУ, 1974.- С.216-224.

37. Нестеренко А.В. Тепло- и массообмен при испарении: Сб.статей.- М.: Изд-во АН СССР, 1958.- С.128-133.

38. Носкина Л.М., Цирлин А.М., Румянцев В.Л. О влиянии удельного веса и вязкости рабочей жидкости на характеристику жидкостнокольцевого компрессора // Химическое и нефтяное машиностроение, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ - 1965.- N11.- С.26-29.

39. О влиянии числа Рейнольдса на характеристики эжектора / Д.Х.Зайденштейн, И.И.Калмыков, В.Г.Жаринов и др. // Физика и техника вакуума.- Казань: Изд-во КГУ, 1974.- С.355-363.

40. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины.- М.: Машиностроение, 1966.

41. ОСТ 26-12-1113-74. Машины водокольцевые. Типы и основные параметры.- М.: Главкомпрессормаш, 1974.- 36с.

42. Пешехонов А.Ф. Приборы для измерения давления, температуры и направления потока в компрессорах.- М.: Оборонгиз, 1962.- 184с.

43. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении.- Л.: Машиностроение, 1974.- 479с.

44. Прагер Р.(ГДР) Исследование водокольцевых вакуум-насосов и компрессоров./ Тр. конф. СЭВ в Ленинграде.- Л.: 1961.- С.66-72.

45. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы.- М-Л.: ОНТИ, 1937.- 495с.

46. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов.- М.: Машгиз, 1960.- 683с.

47. Разработка безмасляного форвакуумного агрегата на рабочее давление 150-300 Па для установки Токамак-15 / И.А.Райзман, В.А.Пирогов, Л.Г.Рейцман и др. // Атомная энергия. - 1984.- Т.57.-Вып.6.- С.417-419.

48. Райзман И.А. Движение жидкости в области всасывания в ротационном вакуум-насосе и компрессоре с жидкостным поршнем //Вакуумная техника.- Казань: Таткнигоиздат, 1968.- Вып.1.- С.72-77.

49. Райзман И.А. Зависимость параметров жидкостнокольцевого вакуум-насоса и компрессора от количества подаваемой жидкости // Вакуумная техника.- Казань: Таткнигоиздат, 1970.- Вып.2.- С.18-23.

50. Райзман И.А. Зависимость параметров жидкостнокольцевых машин от угла наклона образующей втулки ротора: Тр. КХТИ.- Казань: Изд-во КХТИ, 1969.- Вып.43.- С.118-125.

51. Райзман И.А. Некоторые особенности процесса всасывания жидкостнокольцевых машин: Тр. КХТИ.- Казань: Изд-во КХТИ, 1971.- Вып.49. - С.71-78.

52. Райзман И.А. Обзор конструкций жидкостнокольцевых вакуум-насосов и компрессоров // Вакуумная техника.- Казань: Таткнигоиздат, 1970.- Вып.2.- С.161-184.

53. Райзман И.А. Определение некоторых геометрических параметров жидкостнокольцевых машин // Физика и техника вакуума. - Казань : Изд-во КГУ, 1974.- С.230-235.

54. Райзман И.А. Оптимальная окружная скорость ротора жидкостнокольцевых вакуум-насосов и компрессоров // Там же.- С.224-230.

55. Райзман И.А. Расчет жидкостнокольцевых машин: Тр.КХТИ.- Казань: Изд-во КХТИ, 1991.

56. Райзман И.А. Технические и экономические параметры жидкостнокольцевых вакуум-насосов и компрессоров: Информац. листок / ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ.- М.: 1970. - 16с.

57. Райзман И.А., Галич В.П. Зависимость производительности жидкостнокольцевых машин от температуры рабочей жидкости // Тепло - и массообмен в химической технологии.- Казань: Изд-во КХТИ, 1973.- Вып.1.

58. Райзман И.А., Лукьянова А.И. Расчетное определение гидравлических потерь в жидкостнокольцевом вакуум-насосе // Вакуумная техника. - Казань: Таткнигоиздат, 1970.- Вып.2.- С.27-31.

59. Райзман И.А., Лукьянова А.И., Мац Э.Б. Разработка и экспериментальное исследование жидкостнокольцевого вакуум-насоса ВВН-0,75: Экспресс-информация. Сер. ХМ-5.- М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1973.- N4.

60. Райзман И.А., Мац Э.Б. Дифференциальные уравнения движения жидкости в жидкостнокольцевых машинах: Тр.КХТИ.- Казань: Изд-во КХТИ,1969.- Вып.43.- С.109-117.

61. Райзман И.А., Мац Э.Б. Расчет параметров жидкостного кольца в жидкостнокольцевой машине: Тр.КХТИ.- Казань: Изд-во КХТИ, 1971. - Вып.49.- С.79-89.

62. Райзман И.А., Мац Э.Б. Экспериментальное исследование поля скоростей в жидкостном кольце жидкостнокольцевого вакуум-насоса // Химическое и нефтяное машиностроение, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1972.- Вып.2.- С.14-16.

63. Райзман И.А., Пирогов В.А. Жидкостнокольцевые вакуумные насосы с предвключенными эжекторами, выпускаемые зарубежными фирмами: Экспресс-информация.- М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1986.- N3.- 16с.

64. Райзман И.А., Пластинина Э.Н., Рейцман Л.Г. Жидкостнокольцевые машины, выпускаемые зарубежными фирмами: Экспресс-информация.- М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1984.- N10.- 12с.

65. Райзман И.А., Пластинина Э.Н., Рейцман Л.Г. Жидкостнокольцевые машины, выпускаемые зарубежными фирмами и странами СЭВ: Экспресс-информация.- М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1984.- N13. - 14с.

66. Райзман И.А., Рейцман Л.Г. Конструктивные особенности и технико-экономические показатели жидкостнокольцевых машин, выпускаемых зарубежными фирмами: Экспресс-информация.- М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1984.- N6. - 8с.

67. Райзман И.А., Рудаков А.И. Определение оптимальных параметров воздушной эжекторной приставки жидкостнокольцевого вакуум-насоса с цилиндрической и конической камерами смешения: Тр.КХТИ.- Казань: Изд-во КХТИ, 1971.- Вып.49. - С.96-104.

68. Райзман И.А., Рудаков А.И. Повышение вакуума, создаваемого жидкостнокольцевым вакуум-насосом с помощью воздушной эжекторной приставки: Информац. листок / ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, N0037-73.

69. Райзман И.А., Соколов А.Е. Влияние сопротивления нагнетательного тракта жидкостнокольцевых насосов на их параметры: Тр. КХТИ.- Казань: Изд-во КХТИ, 1975.- Вып.55.- С.79-81.

70. Сакун И.А. Винтовые компрессоры.- Л.: Машиностроение, 1970.- 400с.

71. Седов Л.И. Механика сплошной среды. М.: Наука, 1983.- Ч.1 - 528с., Ч.2 - 560с.

72. Семенов Н.И., Костерин С.И. Результаты исследования скорости звука в движущихся газожидкостных смесях // Теплоэнергетика.- 1964.- N6.- С.46-51.

73. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты.- М.: Энергия, 1970.- 286с.

74. Ставнистый В.Ф. Индицирование винтовых компрессорных машин // Холодильная техника.- 1973.- N9.- С.36-39.

75. Тетерюков В.И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем.- М.: Машгиз, 1960.- 250с.

76. Трапезников А.П., Ширинский В.П., Пекер Я.А. Реконструкция газодувки ВВН-50 для работы на водороде // Химическое и нефтяное машиностроение, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1970.- N3.

77. Триполко С.С. Повышение предельного вакуума водокольцевых и пластинчатых вакуум-насосов с помощью газового эжектора // Химическое и нефтяное машиностроение, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1962.- N5.- С.23-24.

78. Фотин Б.С., Штейнгорд А.А. Расчет рабочего процесса ступени поршневого компрессора / Исследования в области компрессорных машин.- Казань: 1974.- С.5-11.

79. Черкез А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений.- М.: Машиностроение, 1975. - 379с.

80. Чугаев Р.Р. Гидравлика (Техн. механика жидкости).- Л.: Энергоиздат, 1982.- 672с.

81. Чучурюкин А.Д., Прилуцких Ю.М., Райзман И.А. Особенности вакуумирования при плавке слитков титана // Цветные металлы.- 1983.- N2.- С.86-88.

82. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя.- М.: Наука, 1974.- 712с.

83. Штрауф Е.А. Молекулярная физика. - М-Л.: ГИТТЛ, 1949.- 575с.

84. Щукин В.К., Калмыков И.И. Газоструйные компрессоры.- М.: Машгиз, 1963.- 148с.

85. Darabont Al. Carculul caracteristicilor tehnice ale pompelor de vid cu inel de apa tip V.I.L, fabricate in tara. Constructia de Masini, 22, 1970, nr 6, 327-333.

86. Darabont Al. Imbunatanita caracteristicilor de functionare ale pompelor de vid cu inel de apatip "VIL" fabricate intara, "Rev. minelor", 1970, 21 N2, 71-75.

87. Freier W., Grabow G. Anwendungsgebiete von Wasserringvacuumpumpen und verdichtern."Maschinenbautechnik", 4. Ig. Heft 3, 1955, 143-154.

88. Grabow G. Die Einflusse verschiedener Schaufelformen auf die Kennlinien von Wasseringluftpumpen. "Maschinenbautechnik", 7, Ig. Heft 12, 1958, 646-651.

89. Hetzel H. Auslegung einraumiger Wasseringpumpen durch Berechnen des theoretischen Forderstromes; "Chem-IngrTechn", 1967, т.39, N 2, A169; 32-35.

90. Mangnall K. Liquid Ring Vacuum Pumps. "The Chemical Engineer", 1972, N 265, 346-352.

91. Prager R. Fordercharakteristiken von Flussingkeitsringmaschinen. "Maschinenbautecnik", 1972, T.21, N 3, 125-129.

92. Prager R. Operational conditions and application field of liquid-ring machines. "Proc. 3-rd Conf. Fluid Mech. and Fluid Mach.", Budapest, 1969, 469-475.

93. Prager R. Untersuchunden an Wasseringvacuumpumpen und Verdichtern. "Maschinentechnik", 1962, T.11, N9, 480-483.

94. Senoo Vasutoshi, Kasai Taiiro. A study of a wet vacuum pump. "Bull. of ISME", 1960, N12, 470-475.

95. Struck W. Untersuchungen an Wasserringpumpen. Duss. Hann. 1952.

96. Torii O. Experimental studies on the wet vacuum pump. Ist rept. Effects of the supplement of piston water, "Bull. Univ. Osaka Prefekt". 1963, A 11, N 2, 21-29.

97. Viktorin P. Ein Wassering-Kompressor fur Enddrucke bis 20 atu. "Elektrowelt", 1964, B 9, N 10, 180-181.

98. А.с.361310 СССР, МКИ F 04c 7/00, 19/00. Жидкостнокольцевой вакуум-насос / И.А.Райзман (СССР).- N1243461/24-6.Заяв.25.05.68; опубл.07.12.72. Бюл. N 1-73. 3 с.

99. А.с.423940 СССР, МКИ F 04c 7/00, 19/00. Жидкостнокольцевой вакуумный насос / И.А.Райзман, А.И.Рудаков, Э.Б.Мац (СССР).- N1844497/24-6. Заявл.09.11.72; опубл. 15.04.74. Бюл. N14. 2 с.

100. А.с. 450030 (СССР), МКИ F 04c 7/OO, 19/00. Жидкостнокольцевая машина / И.А.Райзман, Н.Д.Гайдар, Ю.И.Закс, В.П.Семенов (СССР).- N 1929663/24-6. Заявл. 08.06.73; опубл. 15.11.74. Бюл. N 42, 2 с.

101. А.с. 623001 (СССР), МКИ F 04c 7/00, 19/00. Жидкостнокольцевая машина / И.А.Райзман, И.С.Бодик, А.Е.Соколов, В.Д.Васильев (СССР).- N2164873/25-06. Заявл.28.07.75; опубл.05.09.78. Бюл. N 33.

102. А.с.766161 (СССР), МКИ2 С 21 С 5/56, 22 С 4/08. Вакуумная система дуговой электропечи / И.А.Райзман, А.Д.Чучурюкин, Ю.М.Прилуцких и др.(СССР). - N2696999/22-02. Заявл. 18.12.78; зарегистр. 28.05.80. 9с.

103. А.с.839263 (СССР), МКИ3 С 21 С 5/56. Вакуумная система дуговой электропечи для плавки высокореакционных металлов и сплавов / И.А.Райзман, А.Д.Чучурюкин, В.А.Пирогов и др.(СССР). - N2860124/22-02. Заявл. 28.12.79; зарегист. 13.02.81. 10с.

104. А.с.1020639 (СССР), МКИ3 F 04c 7/00, 19/00. Газораспределительная конусная втулка жидкостнокольцевой машины / И.А.Райзман, Л.Г.Рейцман, Н.Д.Гайдар (СССР).- N333926625-06. Заявл. 21.09.81; опубл. 30.05.83. Бюл. N 20, 3 с.

105. А.с.1058289 (СССР), МКИ3 F 04c 7/00, 19/00. Вакуумная система дуговой электропечи для плавки высокореакционных металлов и сплавов / И.А.Райзман, В.С.Фомичев, Б.С.Люханов и др.(СССР). - N3463559/22-02. Заявл.05.07.82; опубл.1984г. Бюл.N 1.

106. А.с.1122006 (СССР), МКИ3 С 22 В 9/20. Вакуумная система для плавки высокореакционных металлов и сплавов / И.А.Райзман, В.А.Пирогов, А.Д.Галич и др.(СССР)-N3651985/22-02. Заявл. 11.07.83; зарегистр.01.07.84. 12 с.

107. А.с.1208311 (СССР), МКИ4 F 04 С 19/00. Жидкостнокольцевая машина / И.А.Райзман, Л.Г.Рейцман, Н.Д.Гайдар (СССР). N3783823/25-06. Заявл.25.08.84; опубл.30.01.86. Бюл. N 4, 2 с.

108. А.с.1211459 (СССР), МКИ4 F 04 С 19/00. Жидкостнокольцевая машина / И.А.Райзман, Л.Г.Рейцман, И.С.Бодик, А.Е.Соколов (СССР). - N3776827/25-06. Заявл. 31.07.84; опубл. 15.02.86. Бюл. N 6, 2 с.

109. А.с.1682636 (СССР), МКИ5 F 04 F 5/22, 5/54. Газоструйный эжектор / И.А.Райзман, В.А.Пирогов (СССР).-N4050116/29. Заявл.10.01.86; опубл.07.10.91. Бюл. N 37, 2 с.

110. А.с.1625106 (СССР), МКИ5 F 04 7/00, 19/00. Способ перекачки газов в жидкостнокольцевой машине / И.А.Райзман, А.Б.Давыдов, А.С.Данилин (СССР). - N 4663795/29. Заявл.20.03.89; зарегистр.01.10.90г, 2 с.

111. А.с. 1687882 (СССР), МКИ5 F 04 7/00, 19/00. Жидкостнокольцевая машина / И.А.Райзман, Н.Д.Гайдар, А.С.Данилин, А.А.Тагиров (СССР). - N 4728861/29. Заявл. 09.08.89; опубл. 30.10.91. Бюл. N 40, 2 с.

112. Патент 1826635 (РФ), МКИ5 F 04 F 5/54. Насосная установка / И.А.Райзман (РФ).- N 4663329/25-29. Заявл. 20.03.89; опубл.30.12.94. Бюл.N 24,2 с.

113. Патент 5087175 (США), МКИ4 F 04 F 5/44. Gas-jet ejector /И.А.Райзман, В.А.Пирогов (РФ).- N 623882. Заявл. 17.03.89; выдан 11.02.92.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 3

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИНАХ 10

1.1. Принцип работы жидкостнокольцевых машин. Их достоинства и недостатки 10
1.2. Области применения 13
1.3. Классификация жидкостнокольцевых машин по конструктивным признакам 15
1.4. Технико-экономические параметры жидкостнокольцевых машин, выпускаемых зарубежными фирмами 26
1.4.1. Жидкостнокольцевые машины фирмы "Nash" 35
1.4.2. Жидкостнокольцевые машины фирмы "Siemens" 39
1.4.3. Жидкостнокольцевые машины фирмы "Sihi" 44
1.4.4. Жидкостнокольцевые машины, выпускаемые другими немецкими фирмами 46
1.4.5. Жидкостнокольцевые машины английских фирм 51
1.4.6. Жидкостнокольцевые машины других зарубежных фирм 54
1.5. Технико-экономические параметры отечественных жидкостнокольцевых машин. Отраслевой стандарт 64

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИНАХ 73

2.1. Особенности движения жидкости в жидкостнокольцевых машинах 73
2.2. Уравнение расхода 75
2.3. Уравнения движения жидкости 79
2.3.1. Уравнения движения жидкости в рабочем колесе 80
2.3.2. Уравнения движения жидкости в безлопаточном пространстве 82
2.4. Математическая модель для расчета параметров жидкостного кольца 84
2.4.1. Принципиальная схема выбранной модели 84
2.4.2. Расчет давления на цилиндрической поверхности рабочего колеса 85
2.4.3. Расчет движения жидкости в безлопаточном пространстве 92
2.4.4. Определение количества жидкости в единичном секторе 100
2.5. Экспериментальное определение скорости жидкости в безлопаточном пространстве 101
2.5.1. Описание экспериментальной установки. Методика проведения эксперимента 101
2.5.2. Методика обработки результатов испытаний 103
2.5.3. Контрольные измерения скорости жидкости в безлопаточном пространстве 112
2.5.4. Анализ результатов экспериментов 113
2 6. Исследование формы жидкостного кольца 116
2.7. Гидравлические потери в безлопаточном пространстве 120
2.7.1. Теоретическое определение гидравлических потерь 121
2.7.2. Экспериментальное определение коэффициента потерь в безлопаточном пространстве 125

ПРОЦЕССЫ В ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИНАХ 127

3.1. Исследование перетечек газа через торцевые зазоры в жидкостнокольцевых машинах 127
3.2. Истечение рабочей жидкости из нагнетательного окна 135
3.3. Индицирование газовой полости жидкостнокольцевыхмашин 140
3.4. Влияние тепло- и массообмена на рабочий процесс и параметры машин 145
3.5. Влияние температуры рабочей жидкости на параметры жидкостнокольцевых машин 155
3.6. Влияние свойств рабочей жидкости на рабочий процесс в жидкостнокольцевой машине 157

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОМПОНОВКИ И ОПТИМАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ МАШИН 162

4.1. Анализ конструктивных схем жидкостнокольцевых машин 162
4.1.1. Машины с осевым и радиальным подводом и отводом газа 162
4.1.2. Машины простого и двойного действия 165
4.1.3. Одно- и двухступенчатые машины 166
4.1.4. Одно- и двухцилиндровые машины 167
4.2. Выбор окружной скорости рабочего колеса 167
4.3. Оптимальное соотношение ширины и диаметра 172
4.4. Конструкция рабочего колеса 173
4.5. Определение коэффициента расхода 176
4.6. Определение эксцентриситета 178
4.7. Определение угла наклона образующей втулки рабочего колеса 180
4.8. Форма и расположение всасывающих и нагнетательных окон 184
4.8.1. Всасывающие окна 185

4.8.2. Нагнетательные окна 186
4.9. Определение потребляемой мощности 190
4.10. Определение сил, действующих на рабочее колесо 194
4.11. Физическое подобие процессов в жидкостнокольцевых машинах 198

ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫЕ МАШИНЫ С ПРЕДВКЛЮЧЕННЫМИ ВОЗДУШНЫМИ ЭЖЕКТОРАМИ 201
5.1. Общие сведения о предвключенных эжекторах 201
5.2. Основные понятия из теории газовых эжекторов 204
5.3. Особенности работы эжектора при сверхзвуковых перепадах давлений в сопле рабочего газа 212
5.4. Особенности работы эжектора с конфузорной камерой смешения 220
5.5. Расчет эжектора с учетом потерь 222
5.6. Оптимизация параметров предвключенного эжектора 226
5.7. Характеристика предвключенного эжектора 230
5.8. Технико-экономические параметры жидкостнокольцевых машин с предвключенными эжекторами зарубежных фирм 232

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 247

ОГЛАВЛЕНИЕ 256

РАЙЗМАН ИСАК АБРАМОВИЧ

ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ И КОМПРЕССОРЫ

ОРИГИНАЛ - МАКЕТ
Казанский государственный технологический университет

Редактор Л.И. Жадан
Технический редактор М.З. Толстая

ИБ №12